

Grado en Ingeniería Mecánica

2018 - 2019

Trabajo Fin de Grado

**ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS EN TUBOS
BAYONETA DEL RECEPTOR DE UNA CENTRAL
TERMOSOLAR DE TORRE CENTRAL**

David Alonso Mañas

Tutor

Rafael Pérez Álvarez

Leganés, julio de 2019



Trabajo Fin de Grado

ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS EN TUBOS
BAYONETA DEL RECEPTOR DE UNA CENTRAL
TERMOSOLAR DE TORRE CENTRAL

Autor

David Alonso Mañas

Tutor

Rafael Pérez Álvarez

El Tribunal

Presidente: Fernando de Terán Vergara

Secretario: Vadim Kourdioumov Kourdioumov

Vocal: Pedro Mecha López

Suplente: Julián Rey Moreno

Leganés, julio de 2019

A mis padres y mi hermano

Resumen

La energía termosolar de concentración es un tipo de energía renovable que utiliza el calor solar para producir electricidad. Dentro de este tipo de tecnología se encuentran las centrales termosolares de torre central, en las que un sistema de espejos refleja los rayos solares en un receptor ubicado en la zona más alta de una torre, donde se calienta un fluido caloportador que es utilizado posteriormente para generar vapor a alta temperatura, el cual se usa para accionar una turbina y producir así energía eléctrica.

Las centrales termosolares de torre central están experimentando un gran crecimiento en los últimos años, no sólo expandiéndose, sino también optimizando sus características y producción energética. El elemento más crítico de estas centrales es el receptor solar, ya que está sometido a altas temperaturas que provocan elevadas tensiones térmicas en los tubos del receptor, ocasionando elevados costes de mantenimiento. Una de las soluciones planteadas recientemente para mejorar las condiciones del receptor y disminuir los efectos de las elevadas temperaturas es utilizar tubos bayoneta en lugar de los tubos simples tradicionales.

En este trabajo se ha realizado un diseño de tubos bayoneta para un receptor de central termosolar de torre central que ha sido simulado, analizando posteriormente las tensiones térmicas que se producen en dichos tubos. Para este diseño se han simulado diferentes casos con distintas separaciones entre tubos y distinta separación de éstos con la pared de alta reflectividad que se ubica tras ellos, eligiendo el caso óptimo en el que se producen menores tensiones térmicas. Dicho caso óptimo de separación en el que se producen menos tensiones ha resultado ser, para separación lateral entre tubos, el más pequeño de los analizados, con una separación lateral de un 1% del diámetro exterior del tubo, mientras que la separación trasera ha resultado no representar apenas variación de tensiones entre unos casos y otros.

Además, ha sido estudiado el flujo incidente de radiación mínimo para el que comienza a producirse daño en los tubos, y también la longitud crítica de grieta, a partir de la cual las grietas de la superficie pasan de experimentar un crecimiento estable a una propagación descontrolada hasta la fractura.

Palabras clave: energía termosolar de concentración, central termosolar de torre central, receptor solar, tubo bayoneta, tensión térmica.

Abstract

Concentrating Solar Power uses solar heat to generate high temperature steam, which moves a turbine that produces electricity. Within this technology, in the Solar Power Tower plants a system of mirrors reflects the solar rays on a receiver located in the highest area of a tower, where a heat transfer fluid is heated and used to generate steam.

Solar Power Tower plants are growing rapidly in recent years, not only expanding, but also optimizing their characteristics and energy production. The most critical element of these power plants is the solar receiver, since it is exposed to high temperatures that cause high thermal stresses in the receiver tubes, causing high maintenance costs. One of the solutions recently proposed to improve receiver conditions and reduce the effects of high temperatures is to use bayonet tubes instead of traditional simple tubes.

In this project, a bayonet tube design for a Solar Power Tower receiver has been developed and simulated in order to analyse the thermal stresses produced in these tubes. For this design, different cases have been simulated with different separations between tubes and different separation between the tubes and the wall of high reflectivity that is located behind them, choosing the optimal case in which lower thermal stresses are produced. The best case of separation between tubes in which less stress is produced is the smallest of the cases analyzed, with a lateral separation of 1% of the outer diameter of the tube. On the other hand, the rear separation hardly represents variation of stresses between some cases and others.

In addition, it has been studied the minimum heat flux when damage appears on the receiver tube, as well as the critical crack length, which is the crack length where the crack starts unstable propagation to fracture.

Keywords: Concentrating Solar Power, Solar Power Tower, solar receiver, bayonet tubes, thermal stress.

Índice de contenidos

| | |
|--|-----------|
| Resumen..... | V |
| Abstract | VII |
| Índice de contenidos..... | IX |
| Índice de figuras..... | XI |
| Índice de tablas..... | XIII |
| Nomenclatura | XV |
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1 Motivación | 1 |
| 1.2 Contexto energético general | 2 |
| 1.2.1 Situación de las energías renovables | 5 |
| 1.2.2 Situación energética en España | 9 |
| 1.3 Energía termosolar de concentración..... | 12 |
| 1.3.1 Colector solar cilindro parabólico | 14 |
| 1.3.2 Reflector lineal de Fresnel | 15 |
| 1.3.3 Disco parabólico | 15 |
| 1.3.4 Torre Central..... | 16 |
| 1.4 Objetivo del Trabajo Fin de Grado | 17 |
| 1.5 Estructura del documento | 17 |
| 2. Central térmica solar de torre central..... | 19 |
| 2.1 Problemas en los receptores termosolares convencionales..... | 24 |
| 2.2 Una solución viable: receptor con TUBOS BAYONETA | 26 |
| 3. Simulación bidimensional del tubo bayoneta | 29 |
| 3.1 Geometría del tubo bayoneta | 29 |
| 3.1.1 Mallado | 33 |
| 3.2 Descripción de la simulación..... | 35 |
| 3.2.1 Definición general y modelos para la simulación..... | 35 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2.2 Propiedades de material y fluido | 36 |
| 3.2.3 Condiciones de contorno | 37 |
| 4. Obtención de resultados..... | 45 |
| 4.1 Postprocesado y análisis estructural | 45 |
| 4.2 Resultados..... | 50 |
| 4.2.1 Temperatura y tensiones térmicas en el tubo..... | 50 |
| 4.2.2 Flujo mínimo de radiación incidente para que comience el daño..... | 60 |
| 4.2.3 Longitud crítica de grieta..... | 61 |
| 5. Entorno socio-económico | 63 |
| 5.1 Presupuesto de la elaboración del Trabajo Fin de Grado | 63 |
| 5.2 Impacto socio-económico de la aplicación del proyecto | 64 |
| 6. Planificación del proyecto | 67 |
| 7. Conclusiones y trabajos futuros | 71 |
| 7.1 Trabajos futuros | 72 |
| BIBLIOGRAFÍA | 73 |
| ANEXO..... | 81 |
| Modelo de turbulencia y función de pared | 81 |

Índice de figuras

| | |
|---|----|
| Fig. 1.1 Producción energética mundial por año [11]. | 3 |
| Fig. 1.2 Emisiones mundiales de CO ₂ por combustible y por año [12]. | 4 |
| Fig. 1.3 Emisiones mundiales de CO ₂ por región y por año [12]. | 4 |
| Fig. 1.4 Porcentaje de energía proveniente de fuentes renovables en 2017 [20]. | 6 |
| Fig. 1.5 Inversiones en energías renovables por región [21]. | 7 |
| Fig. 1.6 Porcentaje de potencia instalada global de cada renovable [17]. | 9 |
| Fig. 1.7 Dependencia energética del exterior de España y media de la UE [30]. | 10 |
| Fig. 1.8 Evolución de la potencia instala de energías renovables en España [31]. | 11 |
| Fig. 1.9 Potencia instalada por fuente de energía en España [33]. | 11 |
| Fig. 1.10 Esquema de funcionamiento de central CSP. | 12 |
| Fig. 1.11 Potencia instalada mundial de CSP [17]. | 13 |
| Fig. 1.12 Estado de centrales CSP en el mundo [36]. | 14 |
| Fig. 1.13 Central de colector cilíndrico parabólico del proyecto SOLAR ENERGY GENERATING SYSTEMS, en California, formado por nueve centrales con una potencia total de 354 MW [38]. | 14 |
| Fig. 1.14 Receptor lineal de Fresnel de la Central de Puerto Errado 2 en Murcia, de 30 MW [40]. | 15 |
| Fig. 1.15 Central de disco parabólico en Arizona, de 1,5 MW [41]. | 16 |
| Fig. 1.16 Central de Ivanpah en California, la central termosolar de torre más grande del mundo, con 392 MW [42] y [43]. | 16 |
| Fig. 2.1 Disposición de los heliostatos en Crescent Dunes (izquierda) [49], y en PS20 y PS10 (derecha) [50]. | 20 |
| Fig. 2.2 Diagrama de reflexión de los rayos solares en los heliostatos (hemisferio norte) [46]. | 20 |
| Fig. 2.3 Esquema del receptor de central termosolar de torre central [51]. | 21 |
| Fig. 2.4 Diferentes configuraciones para los flujos de HTF [52]. | 21 |
| Fig. 2.5 Receptor central de Crescent Dunes (izquierda) [54], y receptor de cavidad de PS20 (derecha) [55]. | 22 |
| Fig. 2.6 Esquema de funcionamiento de una central SPT. | 24 |
| Fig. 2.7 Inversión total disgregada en central SPT [58]. | 24 |
| Fig. 2.8 Receptor de la central Solar Two después de 3 años de actividad [45]. | 25 |
| Fig. 2.9 Esquema del tubo bayoneta. | 26 |
| Fig. 2.10 Tubos bayoneta en el receptor [6]. | 27 |
| Fig. 3.1 Geometría del tubo bayoneta del receptor. | 31 |
| Fig. 3.2 Geometría simulada vista globalmente en un panel del receptor. | 32 |
| Fig. 3.3 Geometría simulada. | 32 |

| | |
|--|----|
| Fig. 3.4 Líneas guía para el mallado, marcadas en verde..... | 33 |
| Fig. 3.5 Detalle del mallado final (izquierda) y uno de los primeros diseños (derecha). | 34 |
| Fig. 3.6 Análisis de sensibilidad de la malla. | 35 |
| Fig. 3.7 Nombre de cada zona en la geometría. | 37 |
| Fig. 3.8 Resistencias térmicas de la zona interior del tubo exterior. | 40 |
| Fig. 4.1 Etapas de la fractura debida las tensiones térmicas. | 46 |
| Fig. 4.2 Tensiones térmicas en el tubo exterior [59]. | 47 |
| Fig. 4.3 Flujo de radiación incidente para $Sl=0,01 \cdot D_{ext,e}$ (izda) y $Sl=0,1 \cdot D_{ext,e}$ (dcha)..... | 52 |
| Fig. 4.4 Diagrama de temperaturas. Caso nominal. | 53 |
| Fig. 4.5 Diagrama de temperaturas en el tubo. Caso nominal..... | 53 |
| Fig. 4.6 Diagrama de flujo de radiación incidente. Caso nominal. | 54 |
| Fig. 4.7 Tensión térmica equivalente en 0° $0,7 \text{ MW/m}^2$ | 55 |
| Fig. 4.8 Tensión térmica equivalente en 90° $0,7 \text{ MW/m}^2$ | 55 |
| Fig. 4.9 Tensión térmica equivalente en 180° $0,7 \text{ MW/m}^2$ | 56 |
| Fig. 4.10 Tensión térmica equivalente en el tubo para varios flujos de radiación incidente..... | 58 |
| Fig. 4.11 Tensiones para $0,3 \text{ MW/m}^2$ | 59 |
| Fig. 4.12 Límite elástico del Incoloy 800H [72]. | 60 |
| Fig. 6.1 Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto..... | 69 |

Índice de tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1.1 Emisiones CO ₂ por región en 2018..... | 5 |
| Tabla 1.2 Potencia instalada global de energías renovables | 9 |
| Tabla 3.1 Parámetros geométricos del receptor de tubos bayoneta en el caso nominal..... | 31 |
| Tabla 3.2 Propiedades del fluido de la simulación..... | 36 |
| Tabla 3.3 Propiedades del material del tubo | 37 |
| Tabla 4.1 Propiedades mecánicas del Incoloy 800H..... | 46 |
| Tabla 4.2 Temperaturas para separaciones laterales 0,7 MW/m ² | 51 |
| Tabla 4.3 Temperaturas para separaciones traseras 0,7 MW/m ² | 52 |
| Tabla 4.4 Tensión térmica eq. para distintos casos 0,7 MW/m ² | 54 |
| Tabla 4.5 Tensiones térmicas para diferentes flujos de radiación..... | 58 |
| Tabla 4.6 Límite elástico Incoloy 800H..... | 60 |
| Tabla 4.7 Flujo mínimo de radiación incidente..... | 60 |
| Tabla 4.8 Longitud crítica de grieta | 61 |
| Tabla 5.1 Costes directos material y recursos informáticos | 63 |
| Tabla 5.2 Costes directos recursos humanos | 64 |
| Tabla 5.3 Presupuesto total del trabajo fin de grado | 64 |
| Tabla 6.1 Planificación del proyecto..... | 68 |

Nomenclatura

| | |
|---------------|---|
| CFD | Computational Fluid Dynamics (Dinámica de fluidos computacional) |
| CSP | Concentrating Solar Power (Energía termosolar de concentración) |
| HTF | Heat Transfer Fluid (Fluido caloportador) |
| SPT | Solar Power Tower (Central termosolar de torre central) |
| A | Área (m^2) |
| a | Longitud de grieta (m) |
| a_c | Longitud crítica de grieta (m) |
| C_p | Calor específico (J/kgK) |
| D | Diámetro (m) |
| E | Módulo elástico (Pa) |
| e | Espesor (m) |
| $F.S.$ | Factor de seguridad |
| h | Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W/m}^2\text{K}$) |
| k | Conductividad térmica (W/mK) |
| L | Longitud (m) |
| \dot{m} | Flujo másico (kg/s) |
| Nu | Número de Nusselt |
| Pr | Número de Prandtl |
| q | Flujo incidente de radiación (W/m^2) |
| Re | Número de Reynolds |
| R | Resistencia térmica (K/W) |
| Sl | Separación lateral de tubos (m) |
| St | Separación trasera de los tubos (m) |
| T | Temperatura (K) |
| U | Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$) |
| v | Velocidad (m/s) |
| α | Coeficiente de dilatación térmica (K^{-1}) |
| ε | Emisividad |
| μ | Viscosidad dinámica ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) |
| ν | Coeficiente de Poisson |
| ρ | Densidad (kg/m^3) |
| σ | Tensión (Pa) |
| σ_y | Límite elástico (Pa) |



CAPÍTULO

1. INTRODUCCIÓN

Las energías renovables están cobrando una gran importancia en los últimos años. Debido a la alta contaminación del planeta y al futuro, pero no demasiado lejano, agotamiento de los combustibles fósiles utilizados por las energías tradicionales, es importante potenciar y fomentar el estudio e investigación de las energías renovables.

Tecnologías respetuosas con el medioambiente como la energía termosolar de concentración, con las centrales térmicas solares de torre central como una de las grandes valedoras de este tipo de energía, están llamadas a representar un papel importante en el panorama energético.

1.1 Motivación

La población mundial se ha incrementado en un 102% entre 1960 y el año 2000, y en otro 23% hasta 2017, llegando hasta 7530 millones de personas [1]. Paralelo a este crecimiento demográfico, como consecuencia y también como causa, se ha producido un grandísimo aumento en la industrialización y en la demanda de recursos naturales para producir energía. Las energías tradicionales, no renovables, han sido el principal motor de todo este crecimiento sin precedentes en la historia de la humanidad, y la tendencia es que continúe aumentando. Pero todo este crecimiento tiene como consecuencias la elevada contaminación, cambio climático, efecto invernadero y el inevitable agotamiento de los recursos naturales explotados [2]. Por ejemplo, el petróleo, que es el combustible fósil más utilizado en la actualidad, se prevé que se agotará prácticamente en su totalidad en unos 40 o 50 años [3].

Por estas razones, es de vital importancia que se cambie la forma de producir energía, apostando por energías no contaminantes y que utilizan recursos virtualmente inagotables: las energías renovables. Es cierto que la sociedad en general está cada vez más concienciada de la necesidad real de este cambio, y que los gobiernos están moviendo ficha en favor de ello, con la firma de grandes tratados como el Acuerdo de París [4] para reducir las emisiones, pero aún queda un largo camino por recorrer hasta lograr los objetivos.



Esta ha sido la principal motivación de este Trabajo Fin de Grado, poder formar parte, contribuyendo con un pequeño grano de arena, al gran proyecto que supone revertir la situación del planeta, ya que la única manera de acabar con el cambio climático y el efecto invernadero es sustituir las formas de producción de energía contaminantes por energías renovables. En este trabajo se han estudiado las centrales termosolares de torre central, de energía termosolar de concentración, las cuales, a pesar de que llevan bastantes años ya presentes en el panorama energético, están experimentando una gran crecida en los últimos años, y con previsión de que continúe esta tendencia [5]. Más en concreto, se han estudiado los receptores de la torre central de este tipo de centrales, sometidos a grandes exigencias debido a las altas temperaturas que alcanzan, y que suelen suponer el punto crítico en el diseño y posteriormente en el mantenimiento de las centrales de torre. Estos receptores suelen estar formados por multitud de tubos simples que llevan dentro el fluido que recibe y transporta el calor, pero para este trabajo se ha estudiado una configuración del receptor con tubos bayoneta [6], un diseño aún en fase de estudio y desarrollo que puede suponer un gran avance y una posible solución para mejorar y hacer más eficientes este tipo de centrales. Este enfoque de investigación, desarrollo y futuro también ha supuesto una importante parte en la motivación para realizar este Trabajo de Fin de Grado.

1.2 Contexto energético general

Durante la Revolución Industrial, que comienza durante la segunda mitad del siglo XVIII [7], se incrementó enormemente la demanda de carbón, siendo el gran combustible utilizado en esta etapa, debido, principalmente, a su uso para la máquina de vapor [8]. La industria dio otro paso de gigante a partir de 1859, cuando se descubrió el primer pozo petrolífero del mundo, y comenzó a explotarse dicho combustible en los años posteriores, especialmente con la aparición de los primeros coches, disputándole el papel protagonista al carbón [9]. Respecto al gas natural, comenzó a ser utilizado en el siglo XIX para iluminación, y aumentó considerablemente su uso durante los años veinte del siglo pasado y después de la Segunda Guerra Mundial [10]. Durante toda esta etapa se produjo un desarrollo en la industria y en la tecnología, y cambios en estilo de vida y modelos socio-económicos absolutamente sin precedentes en la historia, sin embargo, trajo consigo el inicio de los problemas medioambientales que llegan hasta el día de hoy. En la figura 1.1 se muestra la evolución de la energía generada a nivel mundial con cada combustible

desde 1965 hasta 2015. Como se puede observar, los 3 grandes combustibles fósiles tradicionales están muy por encima del resto de formas de producir energía. Está previsto que las reservas de gas natural se acaben dentro de entre 60 y 80 años, las de carbón para más de 200 años y las de petróleo, como se ha comentado en el apartado anterior, dentro de entre 40 y 50 años [3].

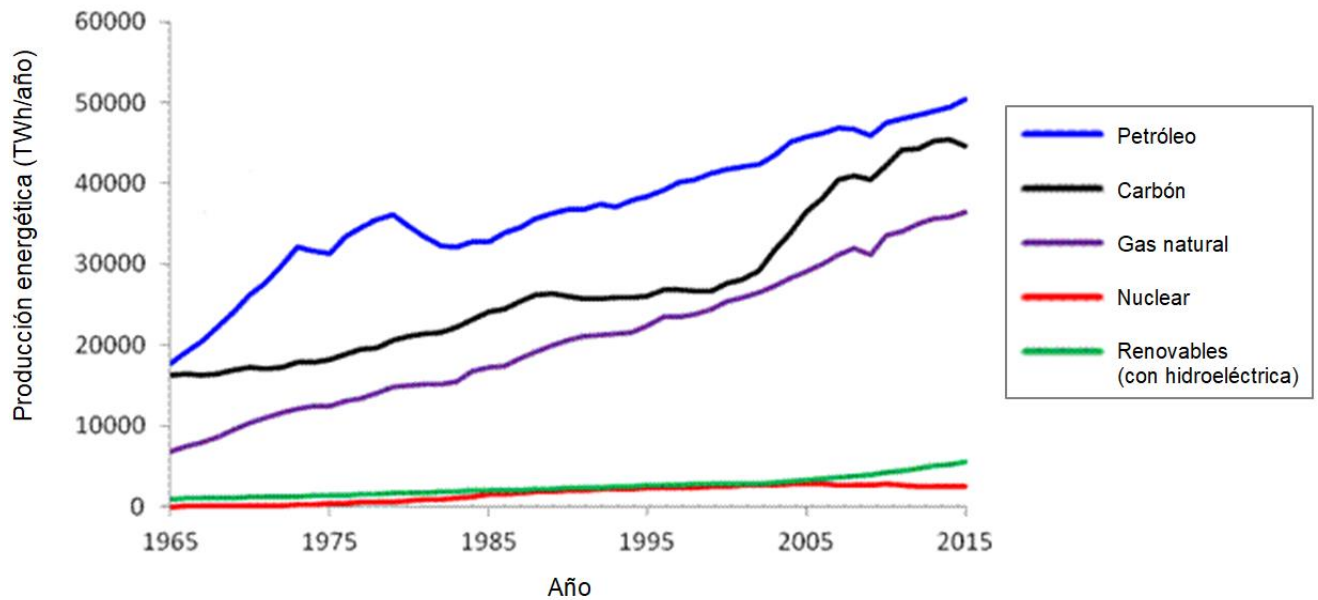


Fig. 1.1 Producción energética mundial por año [11].

Por otra parte, la reducción de la contaminación y de la emisión de gases de efecto invernadero a nivel mundial sigue sin alcanzarse. Debido al crecimiento de la población, el crecimiento económico general en bloques importantes como EE. UU., Europa, Japón o China, y el consecuente aumento en la demanda energética, continúan aumentando las emisiones de CO₂ y aunque las renovables y sistemas de transporte no contaminantes van teniendo cada vez más presencia, no pueden cubrir la demanda. Entre 2014 y 2016 se vivió un cierto estancamiento en las emisiones de CO₂ que parecía que podía revertir la tendencia, sin embargo, en 2017 y 2018 ha continuado aumentando, aunque la tendencia descendiente de emisiones en Estados Unidos y Europa, como se puede ver en la figura 1.3, y en general muy claramente para el carbón, figura 1.2, invitan al optimismo [12].

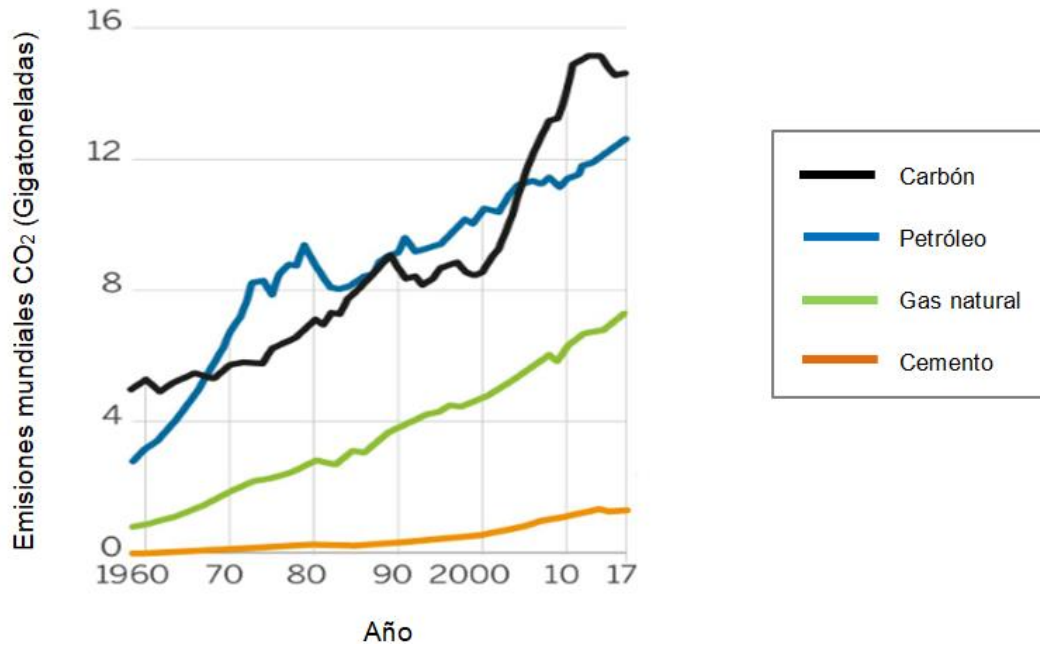


Fig. 1.2 Emisiones mundiales de CO₂ por combustible y por año [12].

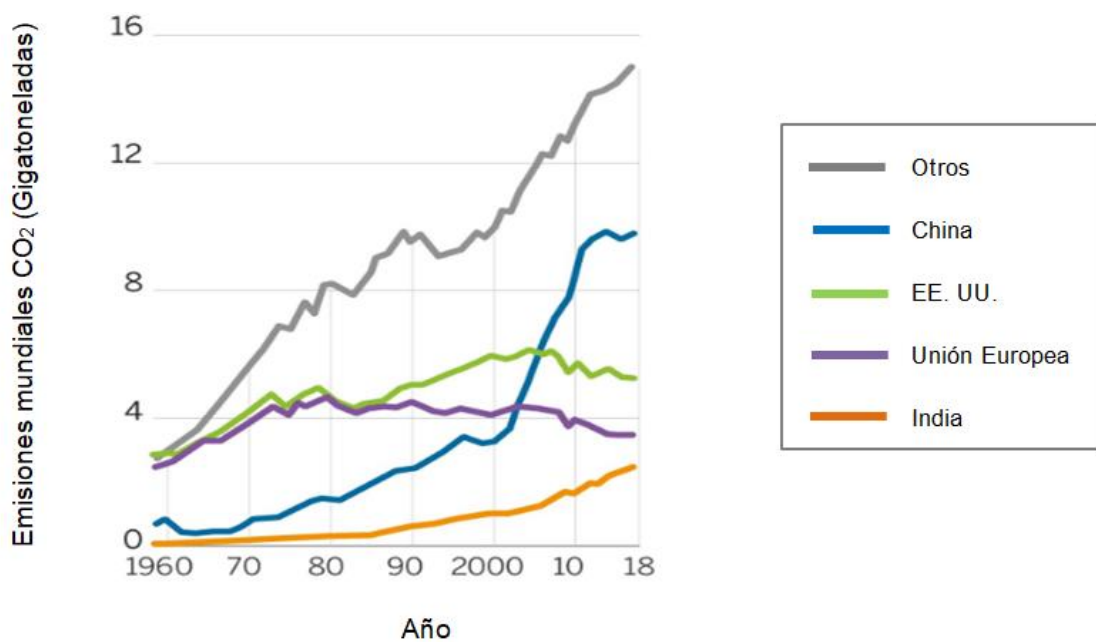


Fig. 1.3 Emisiones mundiales de CO₂ por región y por año [12].

En concreto en el pasado año 2018 se vertieron a la atmósfera aproximadamente 33 Gigatoneladas de CO₂, aumentando las emisiones en un 1,7% respecto a 2017. A pesar de la tendencia que está teniendo Estados Unidos, en el último año volvió a aumentar sus emisiones, del mismo modo lo hicieron India y China, y ocurrió lo mismo en el global del resto de países, siendo la Unión Europea la única región que logró descender sus

emisiones. Del total de emisiones globales en 2018, un 28,6% corresponde a China, un 14,75% a EE. UU., 6,94% a India y 11,94% a Europa [13].

| TABLA 1.1 EMISIONES CO ₂ POR REGIÓN EN 2018 | | |
|---|---------------------|----------------------------|
| Región | Emisiones 2018 (Gt) | Variación resp. a 2017 (%) |
| China | 9,481 | 2,5 |
| EE. UU. | 4,888 | 3,1 |
| Europa | 3,956 | -1,3 |
| India | 2,299 | 4,8 |
| Resto del mundo | 11,249 | 1,1 |
| Total global | 33,143 | 1,7 |
| Fuente: Fundación AQUAE [13] | | |

1.2.1 Situación de las energías renovables

El Acuerdo de París, firmado en 2016 por 174 países y la Unión Europea [14], tiene como gran objetivo principal, para reducir las emisiones y el calentamiento global, mantener el incremento de la temperatura media de la Tierra en menos de 2°C sobre el nivel preindustrial, así como alcanzar lo antes posible el máximo de emisiones globales y comenzar a reducirlas desde entonces [4]. De no cumplirse los objetivos las consecuencias pueden ser grandes sequías, escasez de agua potable, subida del nivel del mar, fenómenos meteorológicos devastadores, extinción de especies o desequilibrios en cadenas alimentarias, entre otras [15], las cuales serían consecuencias totalmente catastróficas para el planeta y para la sociedad. Según el IPCC (Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático) con los planes actuales de los países firmantes el aumento sobre los niveles preindustriales al terminar el presente siglo será de unos 3°C. La temperatura ya ha subido un grado respecto a estos niveles, y para asegurar el ambicioso objetivo de mantener la temperatura por debajo de 1,5°C deben reducirse en 12 años el 45% de las emisiones actuales a nivel global [16]. Por todo esto, las energías renovables están llamadas a desempeñar un papel principal lo antes posible, y está en la mano de los gobiernos y estamentos internacionales aumentar las inversiones y modificar la legislación para fomentar el desarrollo y la implementación de las fuentes de energía renovable.

En el año 2016 la generación energética global por parte de fuentes renovables (incluyendo energía hidroeléctrica) fue de un 18,6% respecto a la generación energética mundial total [17], en 2017 en Estados Unidos fue de aproximadamente un 11% [18] y en Europa de un 17,5%, aumentando considerablemente en los últimos años, ya que en 2004 era de un 8,5% [19]. A nivel mundial, desglosando estos datos, el porcentaje de energía eléctrica que provino de fuentes renovables en 2016 fue de 26,5%, el porcentaje de energía renovable utilizada para generación de calor y refrigeración fue de un 27% y para transporte de un 3,1% [17]; respectivamente, para la Unión Europea, estos porcentajes fueron de 30,7%, 19,5% y de un 7,6%, en 2017 [20].

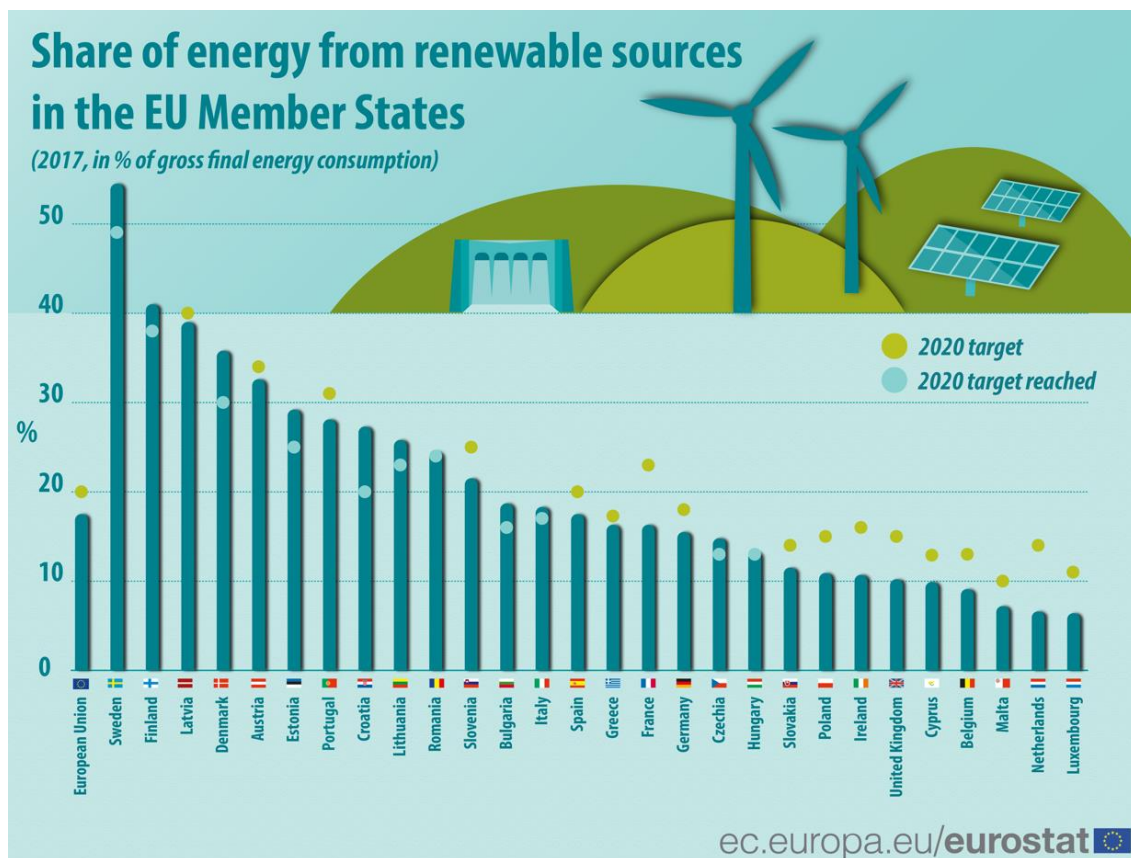


Fig. 1.4 Porcentaje de energía proveniente de fuentes renovables en 2017 [20].

Está claro que la tendencia de la producción energética mediante renovables es sólo de subida, pero no lo suficiente; después de la crisis económica de 2008, hubo caída o estancamiento en la inversión en energías renovables a nivel global en todas las regiones exceptuando China, y en 2011 hubo otra importante caída en Europa [21] debido a la economía lenta y cambios en la política de subsidios [22], aunque como parte positiva, Michael Liebreich, presidente de BNEF (empresa líder y proveedora de datos y análisis

para profesionales del sector de las renovables), se lo atribuye también al creciente desarrollo de la economía de la energía solar y la eólica [23]. En los últimos años, la inversión está remontando a nivel global, destacando el caso de China, que la ha incrementado rápidamente en los últimos años y en 2015 representaba el 36% de la inversión total de todos los países [21], pero el global mundial debe seguir haciéndolo y de forma más acentuada para lograr los objetivos. En la Unión Europea, el objetivo común para la comunidad del 20% de energía total proveniente de fuentes renovables en 2020 parece viable, aunque debe aumentar la tendencia de crecimiento anual de producción de energías renovables del 0,5% actual a al menos 0,8% para lograrlo [19], sin embargo, bastantes de los países comunitarios es probable que no consigan sus respectivos objetivos para 2020. Al final de 2017, 17 de los 28 países de la Unión Europea no lo habían logrado, aunque hay que destacar a países como Suecia o Finlandia, con más de un 50 y un 40% de energía proveniente de fuentes renovables [20].

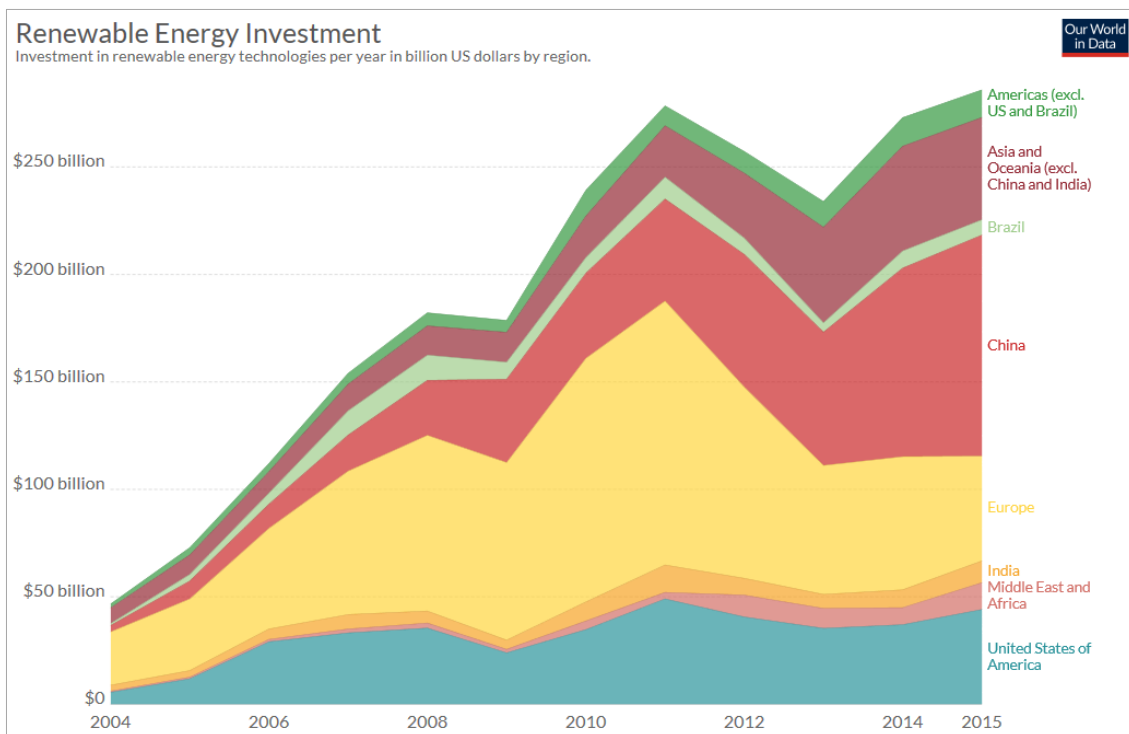


Fig. 1.5 Inversiones en energías renovables por región [21].

Dentro de todas las variables de energías renovables, cada país o cada territorio se adapta a las que mejor pueden explotar las condiciones naturales que tiene. Los diferentes tipos de energías renovables más utilizados se resumen brevemente a continuación.



- **Eólica:** una de las fuentes de energía que más años lleva siendo utilizada, aprovecha el aire en movimiento para transformarlo en energía, antiguamente sólo mecánica, y en la actualidad en energía eléctrica mediante las turbinas eólicas de los aerogeneradores [24].
- **Solar fotovoltaica:** la radiación del sol incide sobre las células de los paneles solares, y mediante el efecto fotovoltaico transforman dicha radiación en electricidad [25].
- **Solar térmica:** la energía solar térmica utiliza el calor del sol principalmente de dos maneras. Se puede usar para calentar agua o fluidos portadores del calor para obtener directamente agua caliente sanitaria, calefacción, procesos industriales de limpieza, cocina, etc. Y la otra variante de esta fuente de energía es la energía termosolar de concentración, en la cual el calor concentrado se utiliza para generar vapor que mueve una turbina y genera electricidad. Este último tipo de tecnología es la estudiada en este TFG.
- **Hidroeléctrica:** consiste en embalsar el agua de ríos mediante la construcción de presas para después liberarla en un salto de agua controlado que mueve una turbina y genera electricidad. Ha suscitado cierta controversia, ya que siendo una energía renovable, causa un gran impacto en el ecosistema de la zona donde es edificada [26].
- **Biomasa:** la energía se consigue mediante la quema de materia orgánica. Se utiliza principalmente madera (sobre todo los restos de la utilización de madera para otros fines), residuos agrícolas, residuos de industrias forestales y agroalimentarias, residuos urbanos y ganaderos y plantas aprovechables. Es una energía renovable, pero no una energía limpia, ya que al quemar la biomasa se emiten gases contaminantes [27].
- **Geotérmica:** la energía geotérmica utiliza el calor generado en el interior de la Tierra, extrayéndolo del subsuelo, para producir energía eléctrica, o en caso de no alcanzar suficientes temperaturas, energía térmica [28].
- **Energías del mar:** el movimiento continuo del agua en mares y océanos produce energía cinética que es aprovechada para producir electricidad. Dependiendo de la forma de aprovechar estos movimientos y de qué proceso natural se trate la energía del mar se clasifica en energía de las mareas, de las corrientes, de las olas, maremotérmica y del gradiente salino [29].

Del porcentaje mundial total de energías renovables, la predominante continúa siendo la hidroeléctrica, la cual supone más del 50% de la potencia total instalada de energías renovables, en segundo y tercer lugar, la eólica y la solar, las cuales han experimentado un importante crecimiento en los últimos años, después la energía biomasa, con algo más de un 5% del total, y en último lugar, con bastante menos potencia instalada que el resto, geotérmica, termosolar de concentración (CSP, por sus siglas en inglés, Concentrating Solar Power) y energía del mar [17].

| TABLA 1.2 POTENCIA INSTALADA GLOBAL DE ENERGÍAS RENOVABLES | |
|--|---------------------|
| Tipo energía | Pot. instalada (GW) |
| Hidroeléctrica | 1114 |
| Eólica | 539 |
| Solar fotovoltaica | 402 |
| Biomasa | 122 |
| Geotérmica | 12,8 |
| CSP | 4,9 |
| Marina | 0,5 |
| Total | 2195,2 |
| Fuente: REN21 [17] | |

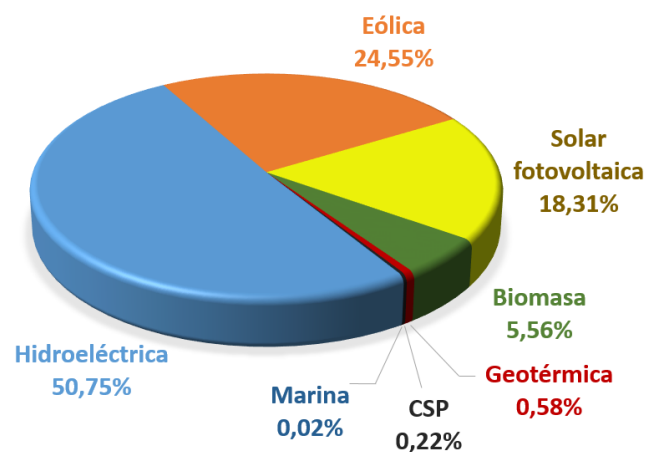


Fig. 1.6 Porcentaje de potencia instalada global de cada renovable [17].

1.2.2 Situación energética en España

Históricamente en España siempre ha habido una gran dependencia energética del exterior; la escasez de recursos energéticos tradicionales en el territorio conlleva una situación de dependencia exterior y cierta desventaja competitiva. Como se puede ver en la figura 1.7, la dependencia energética en España se sitúa un 20% por encima de la dependencia media en la UE [30]. La nueva subida en 2017 se debe a la sequía vivida en dicho año, que provocó que la producción de las hidroeléctricas en España se redujese a prácticamente la mitad de lo producido en 2016 [11]. Esta dependencia energética, que frena considerablemente el desarrollo económico, es otra gran razón, además de las ya comentadas, por la que España debe fomentar el desarrollo de las renovables.

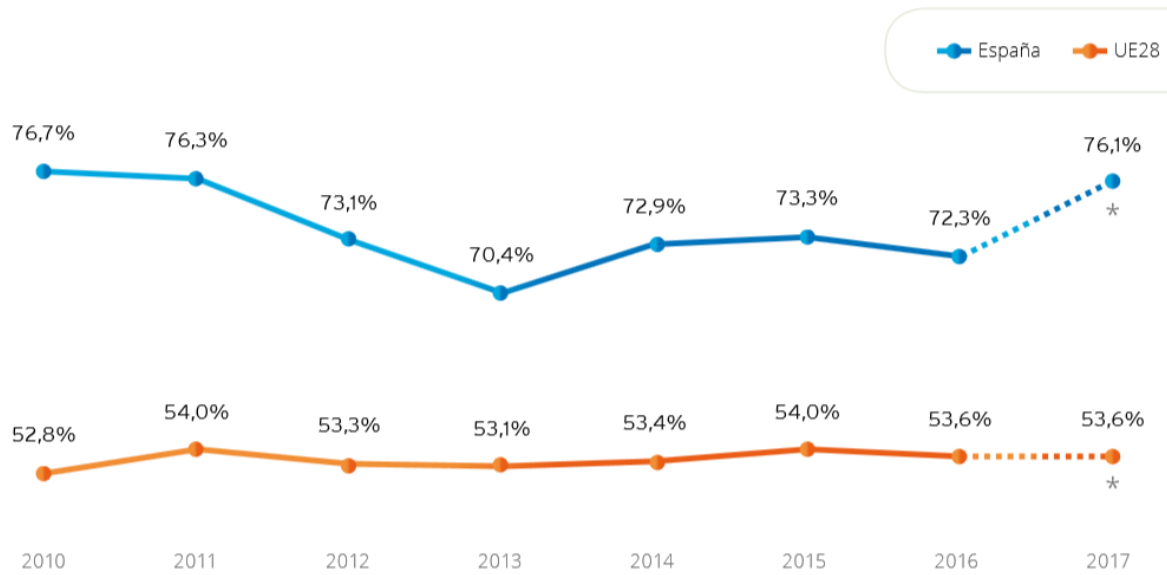


Fig. 1.7 Dependencia energética del exterior de España y media de la UE [30].

España es un país envidiable para el desarrollo de las energías renovables, el sol del país, unido a su extensión, la diferencia de climas y de alturas y estar prácticamente rodeado de mar lo convierte en un lugar con unas condiciones naturales idóneas para la explotación de las energías renovables. Sin embargo, a pesar de comenzar hace más de una década como uno de los países que más fuerte apostaba por las renovables, se ha ido quedando estancado en los últimos años en el desarrollo de este tipo de energía, debido principalmente a la inestabilidad política y económica vivida durante los últimos años [31]. En la figura 1.8 se puede ver la evolución de la potencia instalada de energías renovables en España, que se quedó bastante estancada en 2013, algo que en 2018 aún no se ha revertido [32].

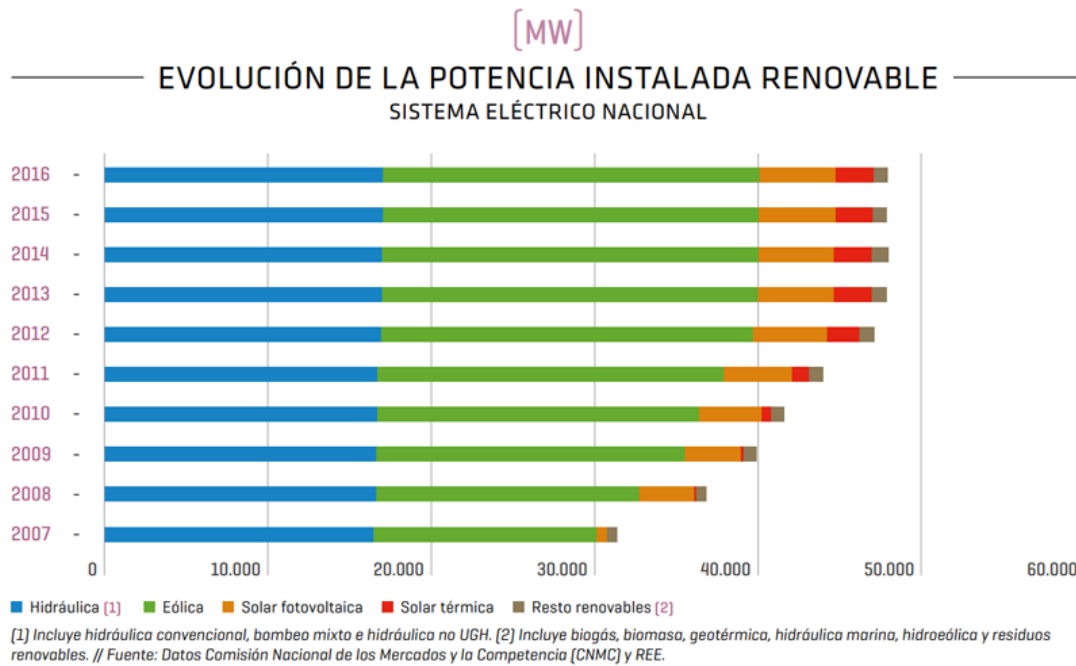


Fig. 1.8 Evolución de la potencia instala de energías renovables en España [31].

A pesar de todo esto, las energías renovables han alcanzado el 45,5% del total de la potencia instalada en España al inicio de 2017 [33], figura 1.9, aunque es un dato algo engañoso, dado que como se ha comentado, la mayoría de la energía consumida en España procede de fuentes importadas de fuera. El porcentaje real de energía final consumida procedente de renovables en España en 2017 fue de 17,5%, teniendo para 2020 el objetivo con la Unión Europea de alcanzar el 20%. El porcentaje de electricidad generada a partir de fuentes renovables fue de 36,3%, el de refrigeración y calor de 17,5%, y el de transportes de 5,9% [20].

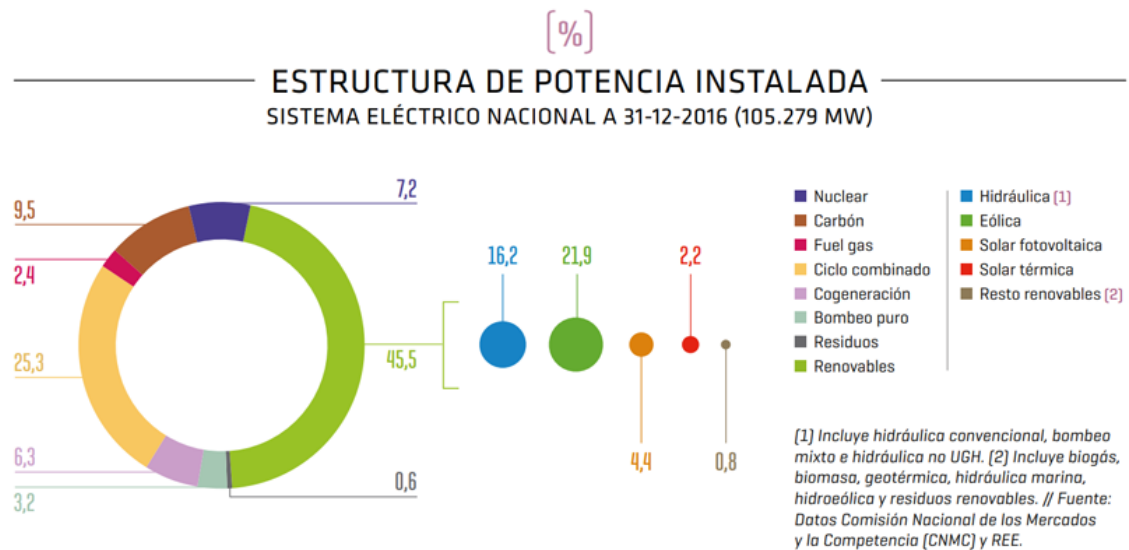


Fig. 1.9 Potencia instalada por fuente de energía en España [33].

Por todo ello, y con las condiciones naturales que hay en el territorio, España debe tratar de volver a estar a la cabeza mundial de generación por parte de fuentes renovables, lo cual sólo se puede conseguir con una mayor inversión en investigación y desarrollo de las energías renovables; tomando como ejemplo el caso de la energía termosolar de concentración, en la cual España es líder indiscutible en potencia instalada, representando casi la mitad del total global.

1.3 Energía termosolar de concentración

La energía termosolar de concentración (CSP, Concentrating Solar Power) produce energía eléctrica a través del calor del Sol. Los rayos solares inciden sobre espejos que los reflejan concentrándolos en un receptor, a través del cual fluye un fluido portador del calor que una vez alcanza la temperatura deseada, o bien es almacenado para usarse posteriormente, o bien es usado directamente para obtener vapor a alta temperatura que se usa para mover una turbina, a través de la cual se genera electricidad. También puede aprovecharse el calor para, en lugar de producir electricidad, ser usado en procesos industriales u otros fines [34].

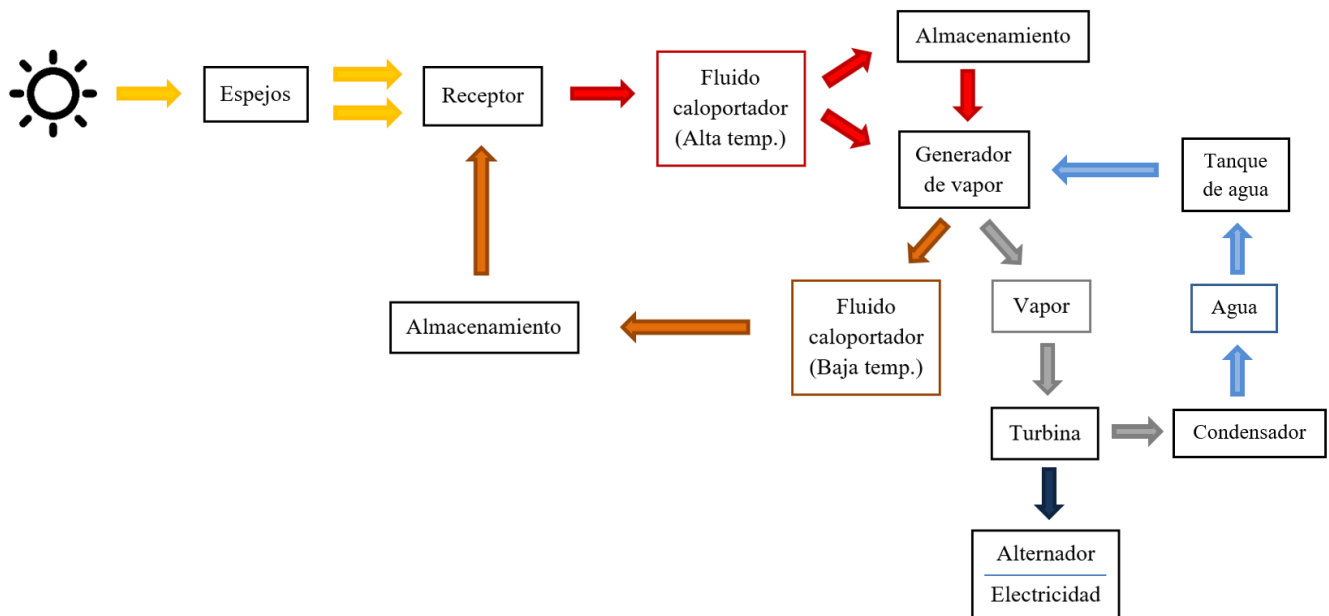


Fig. 1.10 Esquema de funcionamiento de central CSP.

En la figura 1.10 se puede observar el procedimiento básico de funcionamiento de una central de energía termosolar de concentración, dependiendo de la tecnología utilizada para lograr concentrar el calor, se clasifican en 4 tipos diferentes, que se

describen brevemente en los próximos 4 apartados; el más extendido es el colector solar cilindro parabólico, el cual representa el 90% del total de instalaciones de CSP mundiales [35].

La tecnología CSP se ha desarrollado mucho en los últimos años, y se espera que continúe expandiéndose y creciendo incluso a un mayor ritmo. Gracias a la continua investigación y desarrollo, progresivamente se va logrando reducir costes y que este tipo de energía sea cada vez más eficiente. La capacidad de almacenamiento, que permite que siga en funcionamiento en momentos nublados o durante la noche, es uno de los grandes puntos a favor de este tipo de tecnología [34]. En este sector, España es líder mundial, teniendo algo menos del 50% de la potencia instalada mundial, aunque si quiere seguir estando a la cabeza, debe continuar desarrollando nuevas centrales, ya que países como China van a aumentar su potencia instalada en unas 5 veces la actual, y está previsto que continúe creciendo [36].

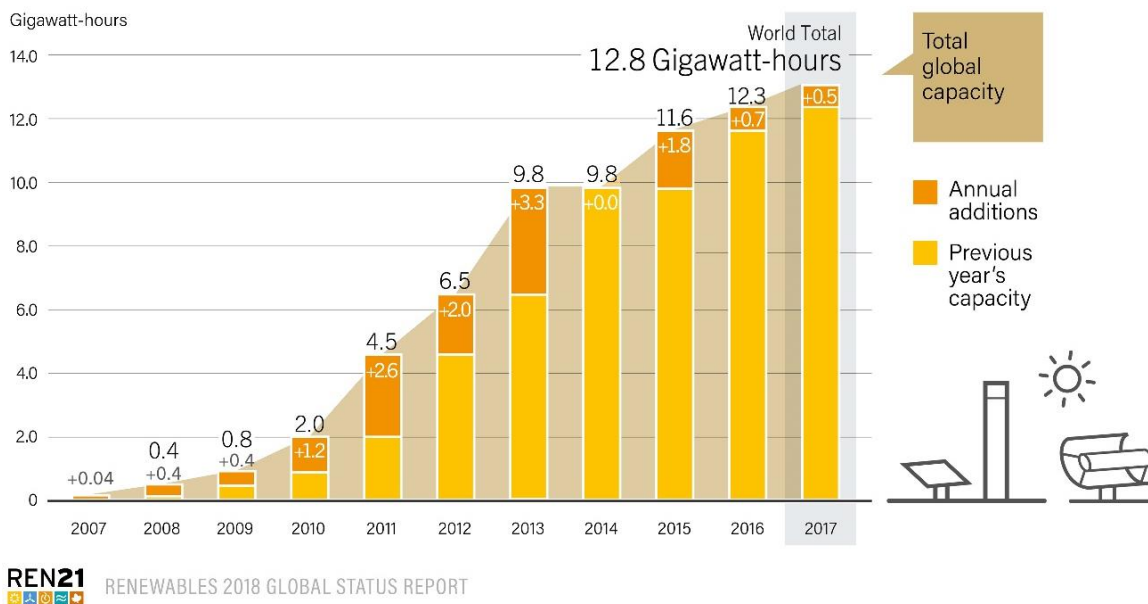


Fig. 1.11 Potencia instalada mundial de CSP [17].

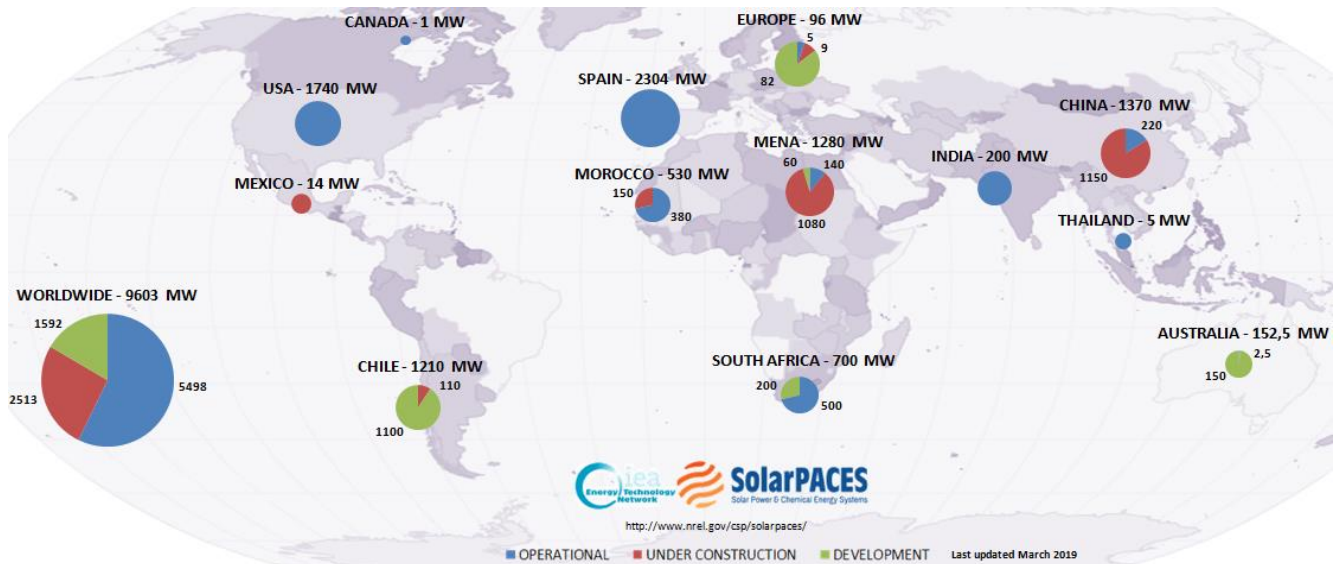


Fig. 1.12 Estado de centrales CSP en el mundo [36].

1.3.1 Colector solar cilindro parabólico

En este tipo de tecnología se emplean espejos con forma parabólica que redirigen los rayos solares hacia el tubo captador que se encuentra en el foco de la parábola. Por el tubo captador normalmente fluye aceite térmico, que es el fluido calentado, y los espejos se disponen en hileras paralelas en el eje norte-sur para poder aprovechar la luz solar durante todo el día [37].



Fig. 1.13 Central de colector cilíndrico parabólico del proyecto SOLAR ENERGY GENERATING SYSTEMS, en California, formado por nueve centrales con una potencia total de 354 MW [38].

1.3.2 Reflector lineal de Fresnel

El sistema de reflector lineal de Fresnel es bastante parecido al concentrador solar cilindro parabólico, pero en lugar de espejos con forma parabólica, se utilizan espejos dispuestos con el mismo fundamento que las lentes de Fresnel. Se disponen en varias filas de espejos planos o ligeramente curvos, que se enfocan cada uno con el ángulo apropiado para concentrar la luz solar en el receptor. También se suele utilizar aceite térmico como fluido caloportador [39].



Fig. 1.14 Receptor lineal de Fresnel de la Central de Puerto Errado 2 en Murcia, de 30 MW [40].

1.3.3 Disco parabólico

Este sistema de nuevo se sirve de las características de una parábola para explotar la luz solar. Los espejos se disponen en el interior de una estructura con forma de tazón, y el receptor se coloca en el foco de la parábola. En este tipo de tecnología, en el receptor se suele ubicar directamente un motor Stirling que ya produce energía eléctrica, la cual se conduce en la central con la producida por el resto de discos parabólicos [34].



Fig. 1.15 Central de disco parabólico en Arizona, de 1,5 MW [41].

1.3.4 Torre Central

En este sistema un gran campo de espejos planos rodea una torre ubicada dentro del campo. Los espejos se orientan hacia el receptor, formado por multitud de tubos paralelos que conducen el fluido caloportador, habitualmente sales fundidas, que está situado en la zona alta de la torre.

Este tipo de centrales son las estudiadas en este Trabajo de Fin de Grado, y su funcionamiento se explica de forma más detallada en el Capítulo 2.

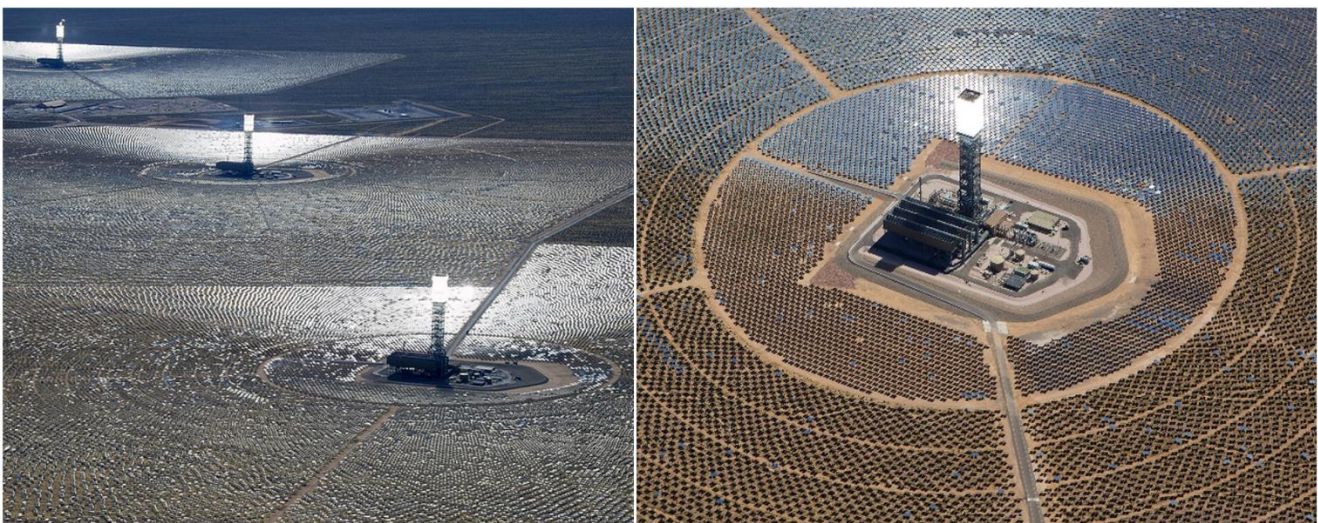


Fig. 1.16 Central de Ivanpah en California, la central termosolar de torre más grande del mundo, con 392 MW [42] y [43].



1.4 Objetivo del Trabajo Fin de Grado

El receptor solar es el elemento más crítico de las centrales termosolares de torre central. Como se comenta en el Capítulo 2, debido a los efectos de las altas temperaturas, en los tubos del receptor se producen, entre otras consecuencias, elevadas tensiones que provocan deterioro y fatiga que genera grietas y fracturas, con efectos de pérdida de eficiencia y elevados costes de mantenimiento para la central. Nuevos diseños, como los tubos bayoneta en los receptores, ofrecen posibilidades viables de mejora en las características del receptor.

Los principales objetivos del presente Trabajo Fin de Grado son:

- Estudiar las centrales de energía térmica solar de torre central, en particular sus receptores termosolares, para poder así comprender las virtudes y los aspectos con posibilidad de mejora de estas centrales.
- Analizar las tensiones térmicas producidas en el tubo exterior de los tubos bayoneta de un receptor para diferentes flujos de radiación, diseñando su geometría y definiendo sus características.
- Modificar la separación entre tubos en el receptor, y la separación de éstos con la pared de alta reflectividad trasera, evaluando las diferentes tensiones térmicas producidas en cada caso, y eligiendo el óptimo en el que se generen menos tensiones.
- Estudiar el flujo de radiación incidente mínimo para que comience el daño en el caso óptimo elegido del tubo bayoneta.
- Estudiar la longitud crítica de grieta en el tubo, en la que pasa de un crecimiento estable a propagación descontrolada hasta fractura.

1.5 Estructura del documento

El documento del presente proyecto ha sido dividido en siete capítulos más bibliografía y anexo.

- (1) En el primero de ellos se realiza una introducción general del Trabajo Fin de Grado, en la que se explica la situación energética actual, el avance de las energías renovables, y en qué consiste la energía termosolar de concentración y sus diferentes tipos.



- (2) El segundo capítulo se centra en las centrales termosolares de torre central, explicando detalladamente su funcionamiento y las características del receptor. También se explican los problemas y dificultades producidos en éste, y en qué consiste el receptor de tubos bayoneta y por qué es una solución viable.
- (3) En el capítulo tres se explica en detalle el proceso de simulación del tubo bayoneta estudiado. Se presenta la geometría diseñada, las características del receptor, el mallado y las condiciones de la simulación.
- (4) En el capítulo cuatro se exponen los resultados obtenidos, así como los cálculos y el postprocesado realizados tras las simulaciones para obtener dichos resultados.
- (5) El capítulo cinco contiene el presupuesto asociado a la elaboración del TFG, y un análisis socio-económico de su implementación real.
- (6) El capítulo sexto explica la planificación del proyecto, mostrando las fases de su desarrollo y el tiempo que ha llevado cada una.
- (7) En el capítulo siete se exponen las conclusiones a las que se ha llegado tras la realización del proyecto y posibles trabajos futuros.

A continuación, se presenta la bibliografía utilizada en este proyecto.

Por último, en el capítulo de anexo se exponen cuestiones del modelo de turbulencia elegido para la simulación, dado que se ha considerado que no encajaba dentro del desarrollo del capítulo 3.



CAPÍTULO

2. CENTRAL TÉRMICA SOLAR DE TORRE CENTRAL

Las centrales térmicas solares de torre central, o centrales termosolares de torre central (SPT, por sus siglas en inglés: Solar Power Tower) utilizan el calor solar para producir electricidad. Dentro de las tecnologías CSP, la central termosolar de torre es la segunda más utilizada a bastante distancia de la primera, colectores solares cilindro parabólicos, pero las centrales SPT crecen y se expanden con mayor fuerza en los últimos años: en 2014 los proyectos en desarrollo de colectores solares cilindro parabólicos representaban el 28,57% del total de proyectos de CSP en desarrollo, mientras que la tecnología SPT representaba el 71,43% del total [44]. Las centrales termosolares de torre central tienen un tipo de tecnología, debido a las mayores temperaturas alcanzadas, más eficiente que la empleada en colectores solares cilindro parabólicos, sin embargo, la empleada en estos últimos es técnicamente más simple que la de SPT [45].

El funcionamiento de este tipo de tecnología ha sido presentado en la sección 1.3, pero en este apartado se profundizará más específicamente en el funcionamiento en las centrales termosolares de torre central. En primer lugar, el sol incide sobre el campo de espejos, denominados heliostatos, que reflejan la luz solar hacia el receptor. Cada uno de estos heliostatos está formado por un conjunto de espejos unidos, y tiene una forma ligeramente cóncava, además, tienen un mecanismo computarizado que permite orientarlos para reflejar siempre el máximo posible de luz sobre el receptor a medida que avanza el día y va cambiando la posición del Sol. La disposición más común es alrededor de la torre, aunque hay otras configuraciones que únicamente sitúan el campo de heliostatos al norte del receptor (en centrales ubicadas en el hemisferio norte), esto depende del tipo de receptor instalado en la torre [46]. Por ejemplo, en la central Crescent Dunes, en Tonopah, Estados Unidos, construida en 2015 y con una potencia de 110 MW hay un total de 10.347 heliostatos en un área de 1,19 km² [47]; en PS20, construida en 2009 en Sanlúcar la Mayor, Sevilla, con una potencia instalada de 20 MW, el campo de heliostatos mide 150.000 m² y hay un total de 1.255 [48].



Fig. 2.1 Disposición de los heliostatos en Crescent Dunes (izquierda) [49], y en PS20 y PS10 (derecha) [50].

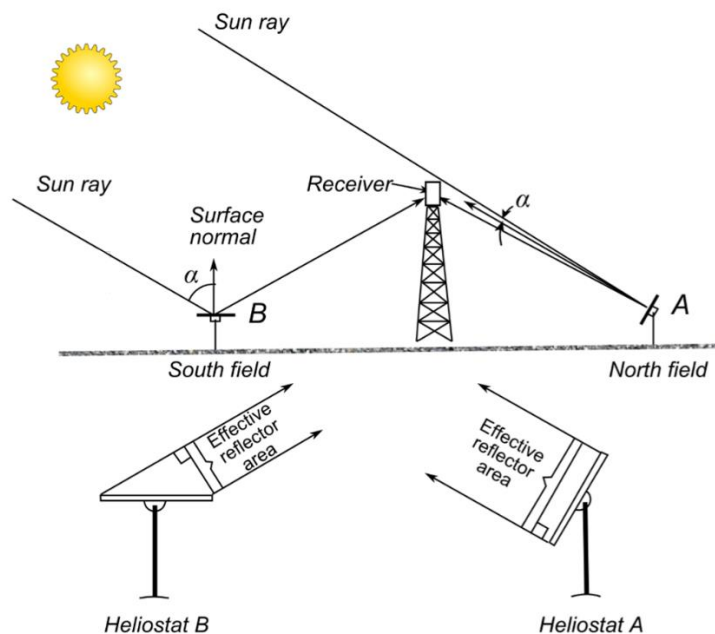


Fig. 2.2 Diagrama de reflexión de los rayos solares en los heliostatos (hemisferio norte) [46].

Después de reflejarse en los heliostatos los rayos solares inciden sobre el receptor. En la disposición de torre central, el receptor es un cilindro vertical ubicado en la zona más alta de la torre y que está rodeado de tubos paralelos a su eje distribuidos en paneles, como se puede ver en la figura 2.3. El fluido portador de calor (HTF, por sus siglas en inglés: Heat Transfer Fluid) almacenado en el tanque frío sube mediante el uso de bombas hasta el receptor. Una vez llega allí, va pasando de panel a panel describiendo un movimiento serpenteante, y dentro de cada panel circula por todos los tubos de dicho panel simultáneamente. Normalmente el fluido caloportador se divide en el receptor en

dos flujos que van por caminos separados, habiendo distintas combinaciones posibles, con dos o un flujo de fluido, figura 2.4.

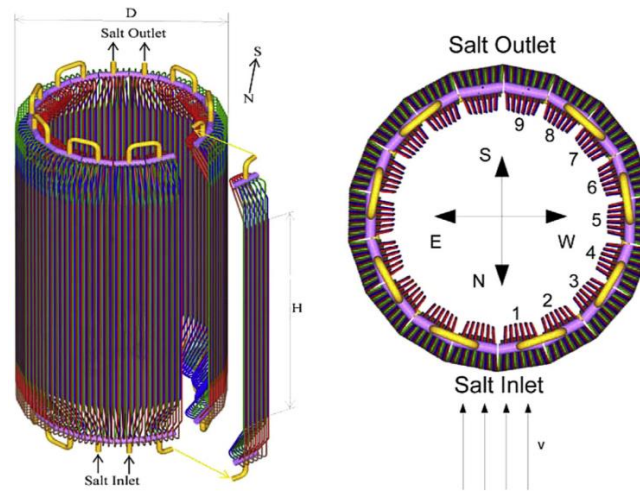


Fig. 2.3 Esquema del receptor de central termosolar de torre central [51].

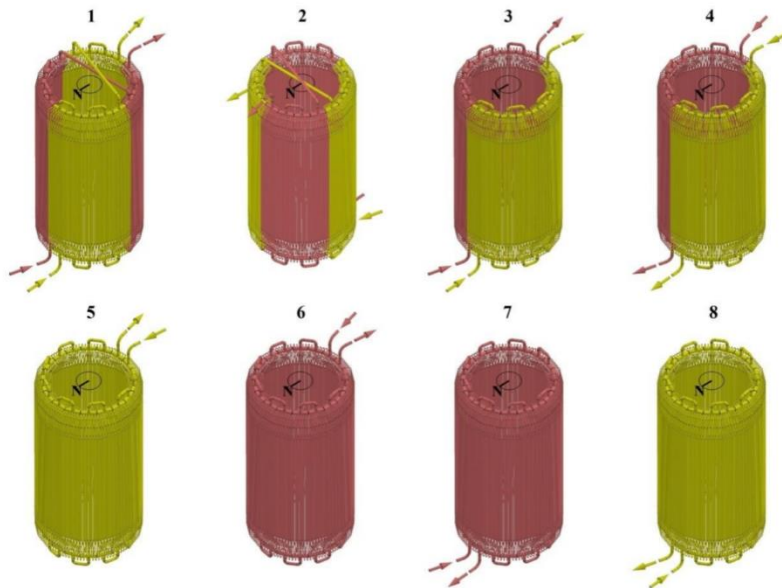


Fig. 2.4 Diferentes configuraciones para los flujos de HTF [52].

El receptor de cavidad es la otra posibilidad más extendida para el receptor, en la que el receptor sólo está expuesto por una cara y está alojado dentro de una cavidad, como su propio nombre indica. Este receptor tiene un campo de heliostatos que, obviamente, sólo se expande al norte de la torre (en centrales en el hemisferio norte). Los receptores de torre central tienen unas mayores pérdidas por convección debido a que están más expuestos, pero permiten explotar un campo de heliostatos mucho más amplio; mientras

que los receptores de cavidad consiguen una mayor eficiencia, pero con el campo de heliostatos limitado a una zona [53].



Fig. 2.5 Receptor central de Crescent Dunes (izquierda) [54], y receptor de cavidad de PS20 (derecha) [55].

En el diseño del receptor es fundamental elegir adecuadamente el material de los tubos y la composición del HTF, dado que van a estar sometidos a condiciones muy exigentes con altas temperaturas. Para el HTF, es necesario que tenga un alto punto de ebullición, buena conductividad térmica y una buena capacidad de conservación del calor. Para dicho fluido caloportador: diferentes gases, vapor, aceite térmico, metales líquidos y sales fundidas son los utilizados [45]. Las sales fundidas formadas por un 60% de nitrato sódico (NaNO_3) y un 40% de nitrato de potasio (KNO_3) son las más habituales, debido a su gran capacidad de conservación del calor a presión atmosférica (tan sólo pierde unos 15°C durante un día, almacenándose a unos 565°C) y su coste, ya que no necesitan ser reemplazadas en más de 30 años de tiempo de funcionamiento de una central [56].

Respecto al material de los tubos del receptor, se usan materiales con grandes capacidades que deben soportar condiciones extremas, normalmente aceros inoxidables o aleaciones con base de níquel, como Stainless Steel 316, Inconel Alloy 625, Incoloy 800H o Haynes 230. Además, los tubos del receptor son recubiertos con una capa de material que mejora la absorción del calor y la eficiencia, típicamente Black Pyromark



2500 [45]. Para evitar las pérdidas en la parte trasera de los tubos, hay una pared refractaria detrás de los tubos recubierta de una capa de material de alta reflectividad, normalmente White Pyromark [6]. Los problemas producidos por las altas exigencias en el receptor son comentados con mayor profundidad en la sección 2.1.

Las sales fundidas son almacenadas en el tanque frío y mediante bombas son llevadas al receptor, a una temperatura de en torno a 290°C , sin ser inferior para evitar que las sales fundidas se solidifiquen; al salir del receptor el fluido caloportador tiene una temperatura de alrededor de 565°C , sin ser tampoco demasiado mayor para evitar la posible descomposición de las sales [57]. Variando la potencia de las bombas y el número de estas que actúan, se adapta el flujo másico del fluido para, dependiendo de la radiación solar incidente, conseguir las temperaturas deseadas [46]. El HTF que sale de los tubos del receptor, con la temperatura ya elevada pasa al tanque de almacenamiento, que normalmente suele ser de acero inoxidable y está aislado para evitar las pérdidas térmicas [45]. Aquí, o bien es almacenado para ser usado cuando no haya radiación solar o bien pasa directamente al generador de vapor, donde se introduce agua que se transforma en vapor a alta temperatura, que posteriormente pasa por una turbina que a su vez mueve un alternador y produce electricidad. Este es el proceso más habitual, en el que el calor del HTF se usa para producir vapor en un ciclo Rankine muy similar al que tiene lugar en una central de combustible fósil tradicional, produciendo electricidad, aunque en algunas centrales también se usa para generar directamente calor aprovechado en procesos industriales [46].

El vapor que sale de la turbina pasa por un condensador donde se condensa y el agua obtenida es almacenada para poder volver a entrar al generador de vapor. El HTF que sale del generador de vapor sin alta temperatura es conducido de nuevo al tanque de almacenamiento frío, desde el cual volverá al receptor mediante las bombas, repitiendo así el proceso.

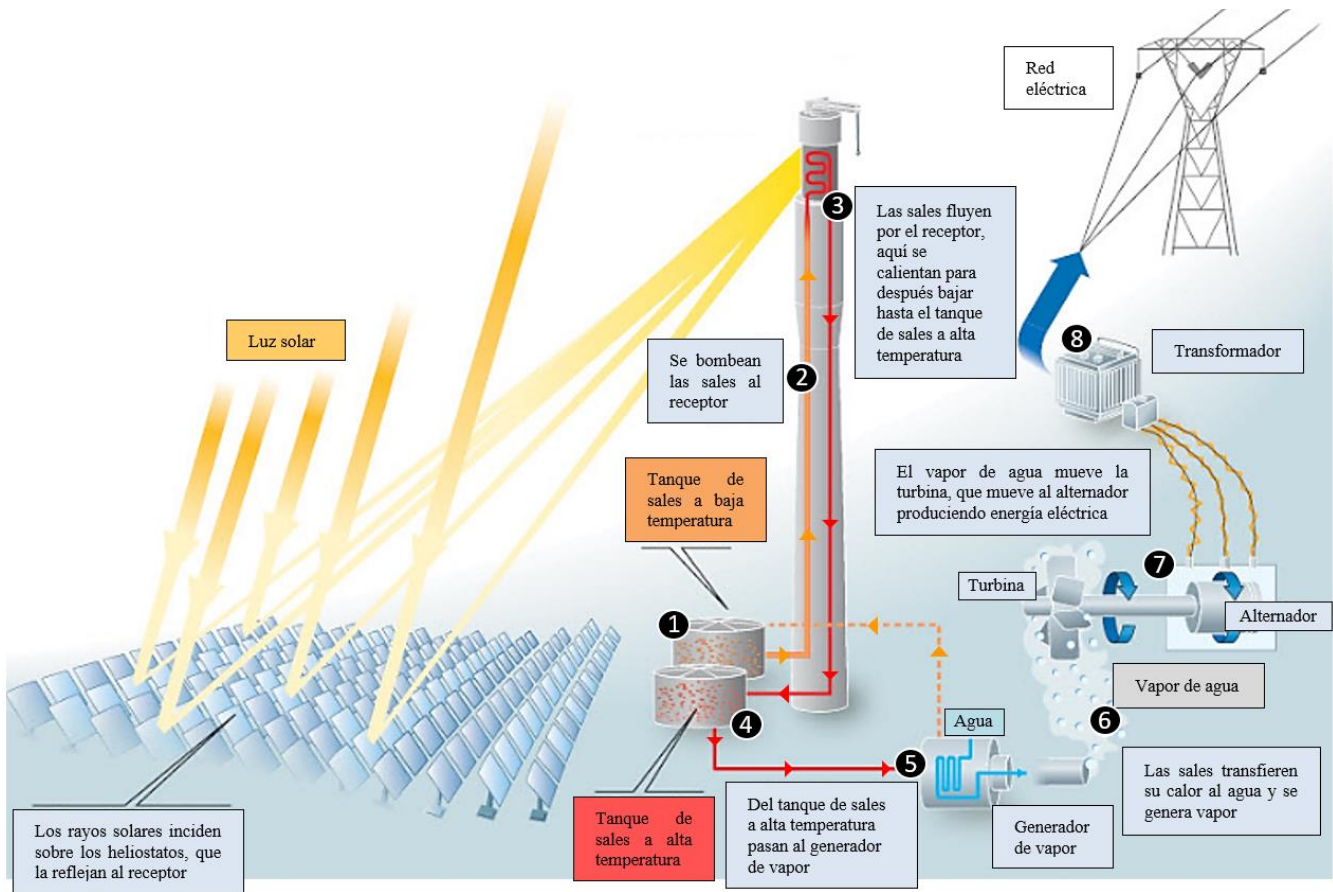


Fig. 2.6 Esquema de funcionamiento de una central SPT.

2.1 Problemas en los receptores termosolares convencionales

En una central termosolar de torre los costes de inversión atribuidos al receptor suponen en torno al 15% del gasto total, sólo superado por el coste del campo de heliostatos [58]. Una vez entra en funcionamiento la central, el receptor solar es el elemento más crítico de toda la planta y el que mayores gastos de mantenimiento conlleva.

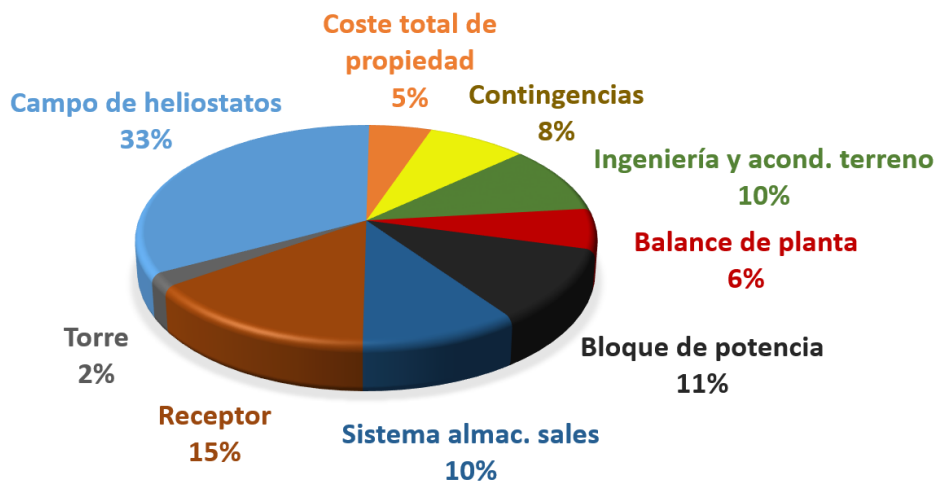


Fig. 2.7 Inversión total disgregada en central SPT [58].

Los receptores están sometidos a condiciones extremas de funcionamiento, estando en contacto la cara exterior de los tubos con la alta radiación solar reflejada y la interior con las sales fundidas: soportan altas temperaturas que provocan grandes efectos corrosivos de las sales fundidas, roturas, fatiga, sobrecalentamiento y están expuestos a cambios climáticos constantes [57]. De forma más concreta, la causa de algunas de estas consecuencias se debe a que el alto flujo de calor que llega al receptor ocasiona elevados gradientes térmicos entre la pared exterior del tubo y la pared interior, lo que conlleva grandes tensiones térmicas en los tubos. Cuando estas tensiones térmicas superan el límite elástico del material de los tubos, comienza la deformación plástica, y unido al aumento y descenso de tensiones por los cambios de día y noche o en momentos nublados, se produce una fatiga que acaba derivando en fracturas en el tubo [59].

Cuando se producen roturas en el receptor no sólo se ocasionan gastos por la reparación o sustitución de ciertos tubos o paneles, sino que también es necesario parar la central y por lo tanto la producción de energía eléctrica, lo que ocasiona unos costes muy importantes; además, la progresiva corrosión y desgaste provoca descenso en la correcta eficiencia del receptor. Por esto es fundamental el desarrollo de nuevos modelos para el receptor y para los tubos, que alarguen su vida útil y que además sean más eficientes, logrando así aumentar y mejorar la producción de las centrales termosolares de torre.



Fig. 2.8 Receptor de la central Solar Two después de 3 años de actividad [45].

2.2 Una solución viable: receptor con TUBOS BAYONETA

En los últimos años diversos investigadores han profundizado en la idea presentada por Rodríguez-Sánchez et al. [6] de utilizar tubos bayoneta para el receptor en lugar de los tubos simples tradicionales. El funcionamiento del receptor con tubos bayoneta en las SPT se fundamenta en que el fluido caloportador entra por la sección circular en los tubos, pasando posteriormente a la sección anular para después salir del tubo; también puede llevarse a cabo a la inversa, pasando primero por la sección anular y después por la circular. La posición en el receptor es la misma que con los tubos simples, estando éste conformado por diferentes paneles que agrupan los tubos, con la salvedad de que en cada panel el almacenamiento del fluido antes de entrar en los tubos se encuentra únicamente en la parte inferior, como se muestra en la figura 2.10. Lo que ocurre en esta configuración es que el calor absorbido por el tubo se transfiere a las sales fundidas de la sección anular del tubo bayoneta, entonces, parte de este calor se intercambia con las sales fundidas a menor temperatura que fluyen por la sección circular, consiguiendo así evitar un excesivo sobrecalentamiento en el HTF de la zona exterior [60].

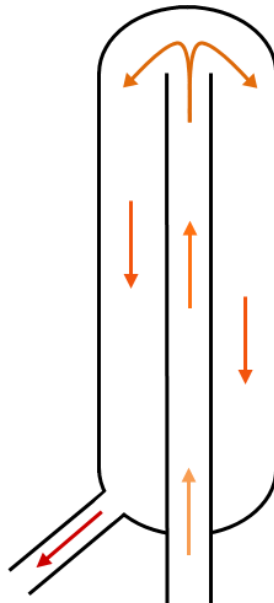


Fig. 2.9 Esquema del tubo bayoneta.

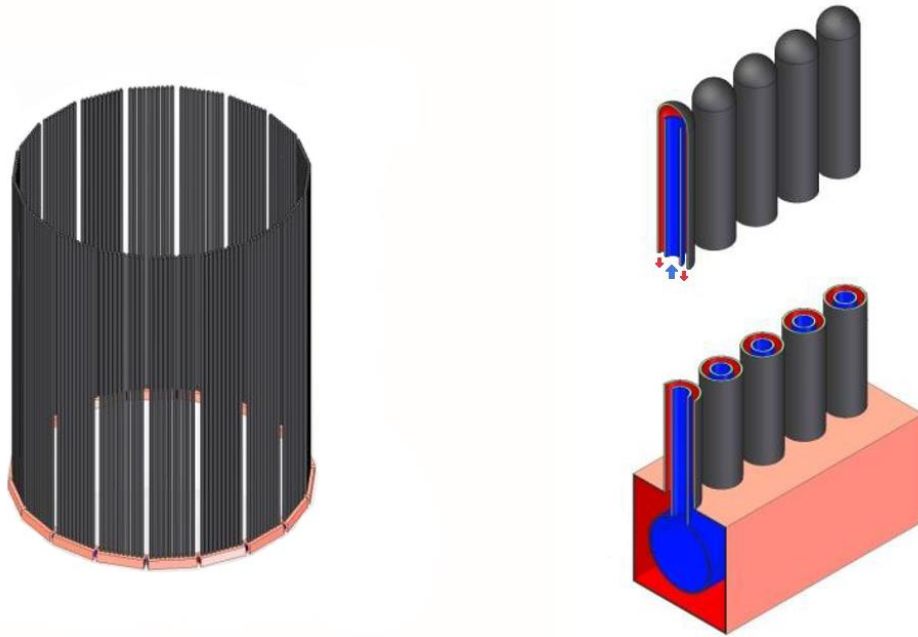


Fig. 2.10 Tubos bayoneta en el receptor [6].

Los principales efectos de la configuración tubo bayoneta son: temperaturas de pared y de película más bajas, lo que conlleva menor corrosión de las sales fundidas, además de menores pérdidas térmicas y por lo tanto mayor eficiencia, y temperaturas en el tubo más homogéneas, por lo que se reducen las tensiones térmicas y por lo tanto la fatiga y posibles roturas [6].

Por el momento, la configuración de tubos bayoneta para los receptores de SPT es algo teórico, no habiéndose llevado a cabo experimentalmente. El diseño y la geometría continúan optimizándose, y no ha sido analizado hasta ahora el efecto de los tubos adyacentes en un panel. Por esto, en este proyecto se ha realizado un estudio de las tensiones térmicas, entre otras variables, que se producen en los tubos bayoneta de un receptor al variar dos parámetros geométricos: separación entre tubos y separación con la pared trasera del receptor.





CAPÍTULO

3. SIMULACIÓN BIDIMENSIONAL DEL TUBO BAYONETA

En este capítulo se describe el proceso completo de simulación computacional de las distintas geometrías analizadas, mientras que en el capítulo 4 se exponen los resultados obtenidos y el proceso necesario para obtenerlos tras las simulaciones.

Para llevar a cabo este trabajo se ha utilizado el software de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés: Computational Fluid Dynamics) ANSYS Fluent, en su versión 19.1, para diseñar la geometría, establecer el mallado y llevar a cabo las distintas simulaciones. Los datos obtenidos en las simulaciones han sido analizados mediante el propio ANSYS Fluent y, posteriormente, mediante el software MATLAB, en su versión R2018a, en el cual se ha realizado el postprocesado de los datos obtenidos para analizarlos más detalladamente. Finalmente, los resultados convenientes han sido seleccionados para usarse en unas ecuaciones matemáticas, pudiendo obtener así los valores deseados de tensiones térmicas, flujo de radiación incidente para que comience el daño y longitud crítica de grieta en el tubo externo.

Para obtener los resultados de dichas ecuaciones es necesario hallar el valor de las temperaturas que se generan tanto en la pared exterior como en la pared interior del tubo externo, obteniendo un diferencial de temperaturas. Para poder hallar estos datos se ha simulado la zona exterior de un tubo bayoneta y el propio tubo externo de dicho tubo bayoneta. Los valores necesarios para simular el fluido que circula por la zona anular y por la interior y el tubo interno han sido calculados analíticamente e introducidos como condiciones de contorno en el software ANSYS Fluent, así como las condiciones para simular los tubos adyacentes. Se ha realizado la simulación para distintas geometrías, en las cuales varía tanto la separación entre tubos dentro del receptor como la separación con la pared de alta reflectividad ubicada en la zona posterior de los tubos.

3.1 Geometría del tubo bayoneta

Como se ha comentado en la sección 2.3, los tubos bayoneta en receptores de centrales termosolares de torre central aún no han sido implementados en ninguna planta real ni analizados experimentalmente, por lo que no existe ningún modelo real para



diseñar la geometría. Por esta razón se ha seleccionado la planta SPT Gemasolar, ubicada en la provincia de Sevilla, como modelo orientativo y de referencia para diseñar un receptor con unas características lo más realistas posibles.

Para determinar las dimensiones del propio tubo, se han utilizado dos estudios de tubos bayoneta, de Rodríguez-Sánchez et al. [6] y Pérez-Álvarez et al. [61], como referencia para los diámetros de tubo exterior y tubo interior: en el primero, se establece un diámetro externo del tubo exterior de 60,3 mm y un diámetro externo del tubo interior de 52 mm, con un espesor de ambos tubos de 1,65 mm; mientras que en el segundo estas dimensiones son de 44,6 mm y 21,1 mm, con un espesor de 1,2 mm. Con estas referencias como valores máximo y mínimo, se ha realizado una serie de simulaciones con valores intermedios entre los de ambos estudios y se ha elegido el valor que conseguía mejores resultados.

El resto de parámetros geométricos, a excepción de la separación entre tubos, separación con la pared trasera y el número de tubos por panel, son los mismos que en Gemasolar [45].

Para la separación entre tubos y de éstos con la pared trasera se ha comenzado estableciendo un caso de partida que es el caso nominal, en el cual la separación entre la pared trasera y la superficie exterior del tubo es de un valor igual al 5% del diámetro exterior y el valor de la distancia de separación entre tubos es también de un 5% del diámetro exterior. Posteriormente se han ido variando estas dimensiones, desde un 1% a un 10% del diámetro exterior: primero se ha variado en la separación lateral, mientras se mantenía la separación trasera con su valor nominal; y después se ha variado la separación trasera, mientras la separación lateral se mantenía con su valor nominal, simulando cada uno de estos casos.

Por otra parte, para determinar el número de tubos por panel, se ha calculado la relación existente en Gemasolar entre el número de tubos real y el número de tubos teórico, teniendo en cuenta la separación, que cabe en el ancho de panel. Esto se hace debido a que hay factores de diseño que no se tienen en cuenta únicamente con los datos conocidos de medida de ancho de panel, diámetro de tubos y separación entre ellos. Después, con el diámetro exterior del tubo bayoneta y con la separación entre tubos que corresponda en la simulación que se vaya a realizar, se calcula el número de tubos teórico por panel y se multiplica por el factor de relación entre número de tubos teórico y número de tubos real obtenido en Gemasolar. Así se ha obtenido, de forma más realista, el valor

del número de tubos por panel para cada una de las diferentes simulaciones que cabría en el receptor diseñado.

Por lo tanto, teniendo en cuenta estos cálculos y los datos del receptor de Gemasolar, los valores geométricos para la simulación del caso nominal se exponen en la tabla 3.1.

| <p>TABLA 3.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL RECEPTOR DE TUBOS BAYONETA EN EL CASO NOMINAL</p> | |
|---|---------|
| Parámetro geométrico | Valor |
| Altura del receptor | 10,5 m |
| Diámetro del receptor | 8,5 m |
| Ancho de panel | 1,499 m |
| Número de flujos de HTF | 2 |
| Diámetro externo del tubo exterior (Dext,e) | 42 mm |
| Diámetro externo del tubo interior (Dint,e) | 30 mm |
| Espesor del tubo | 1,65 mm |
| Separación lateral entre tubos ($Sl = 0,05 \cdot D_{ext,e}$) | 2,1 mm |
| Separación con pared trasera ($St = 0,05 \cdot D_{ext,e}$) | 2,1 mm |
| Número de tubos por panel | 34 |
| Fuente: On the design of solar external receivers [45]. | |

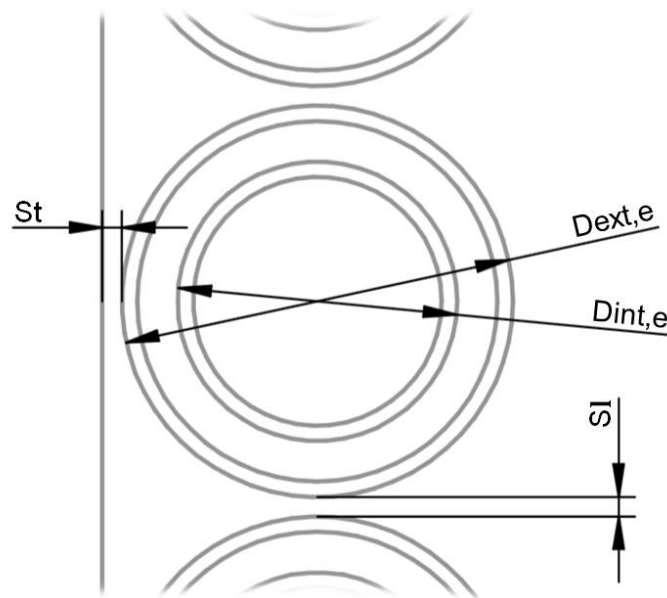


Fig. 3.1 Geometría del tubo bayoneta del receptor.

En cada simulación se ha analizado el tubo exterior del tubo bayoneta y una sección determinada del volumen fluido a su alrededor. Las condiciones de contorno establecidas para simular los tubos adyacentes, pared rerradiante trasera a los tubos y el HTF son descritas en la sección 3.2. La geometría total simulada se representa en la figura 3.3 en tono azulado, y en la figura 3.2 se puede ver un esquema de dicha geometría simulada de forma global en un panel del receptor. Para diseñarla se ha utilizado el editor SpaceClaim del módulo *Geometry* de ANSYS.

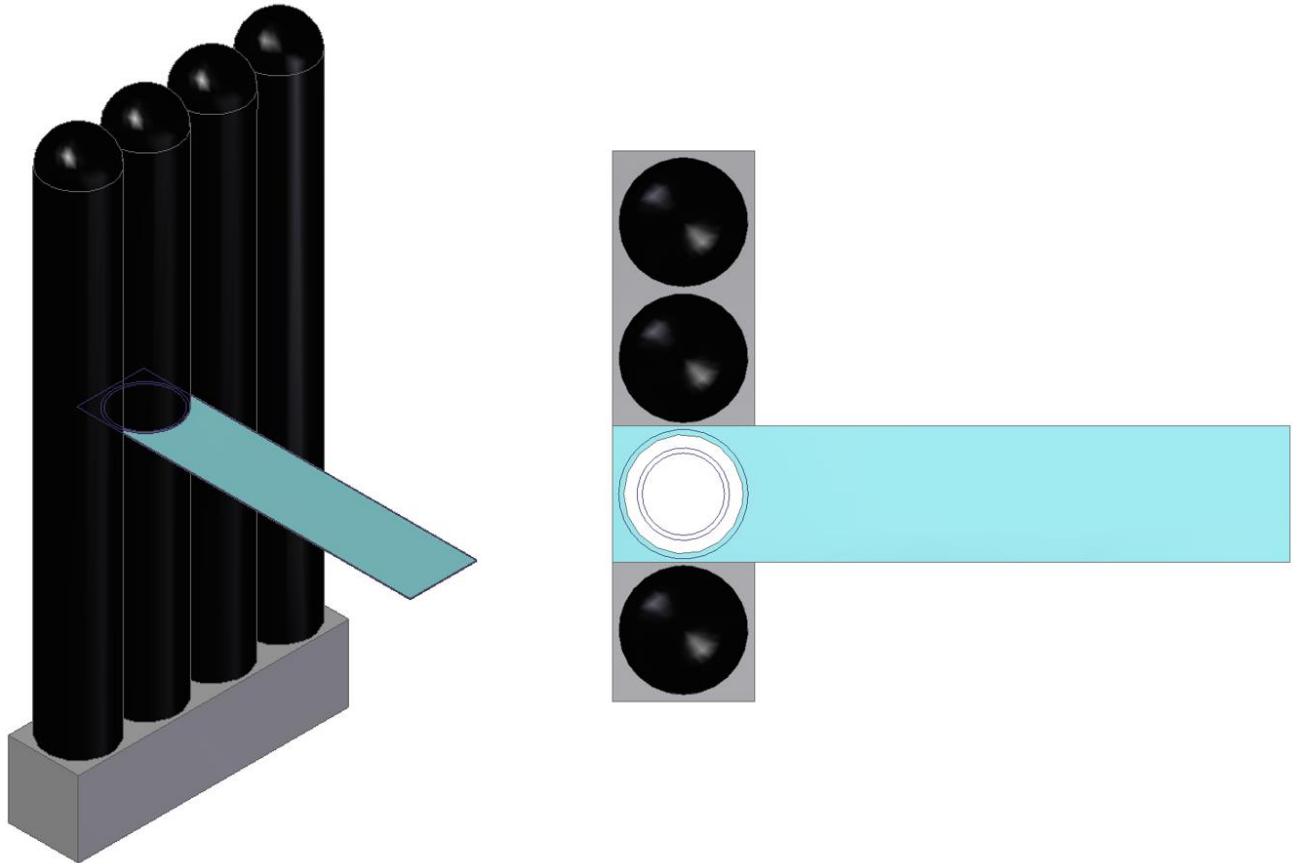


Fig. 3.2 Geometría simulada vista globalmente en un panel del receptor.

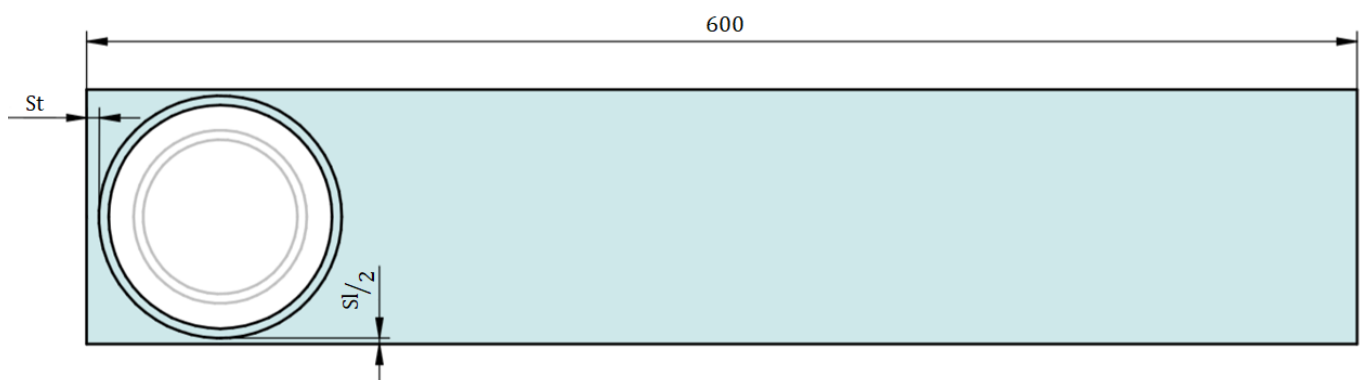


Fig. 3.3 Geometría simulada.

3.1.1 Mallado

Los resultados más importantes son los obtenidos en el tubo, y representa una zona muy pequeña en comparación con el volumen fluido total, además de que todo este volumen, a excepción de la zona que rodea al tubo, apenas va a presentar cambios significativos tras la simulación. Por esta razón se ha realizado un mallado con una estructura que va haciéndose más precisa progresivamente a medida que se aproxima al tubo, encontrándose los elementos más pequeños del mallado dentro de éste y a su alrededor.

La geometría de los elementos seleccionada ha sido de tipo quad, ya que se adaptan perfectamente a la geometría y requieren menor tiempo de simulación que los elementos triangulares [62].

Con el objetivo de lograr la progresividad en la malla a medida que se acerca al tubo se han diseñado unas líneas alrededor de este para poder usarlas como guía para establecer los parámetros que permitan la disminución progresiva en el tamaño de los elementos.

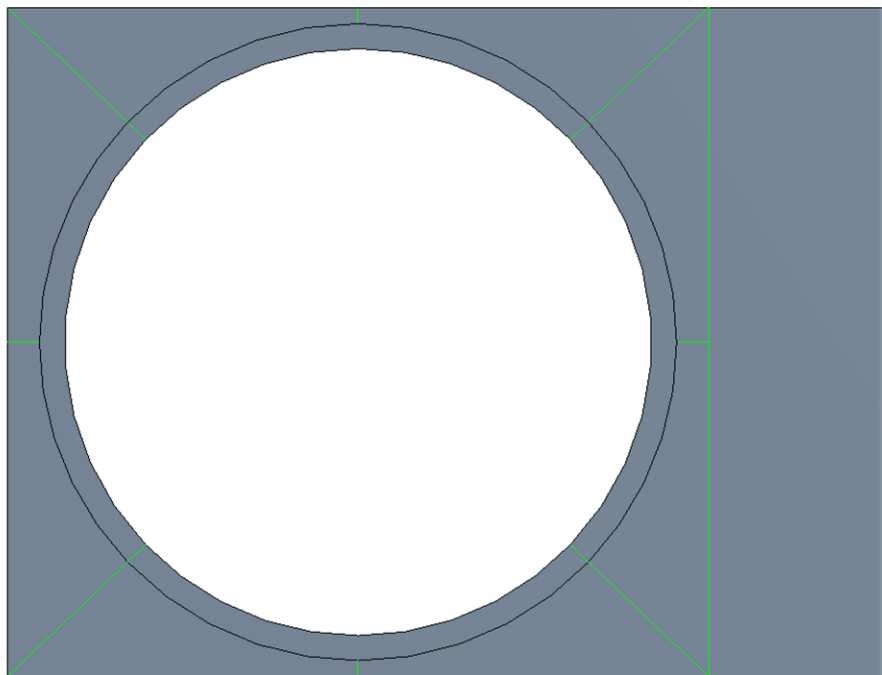


Fig. 3.4 Líneas guía para el mallado, marcadas en verde.

Una vez establecida la estructura sobre la que se va a construir el mallado de la geometría, se han realizado diferentes mallados en los que se ha ido perfeccionando y

definiendo la disposición final de los elementos de la malla, ajustando, gracias a las líneas guía, el número de elementos que se ubican en cada zona y el grado de progresividad en el que se van reduciendo, logrando así una malla proporcional y equilibrada, con un tamaño de elementos ajustado en las zonas importantes y más amplio en las zonas que no son examinadas.

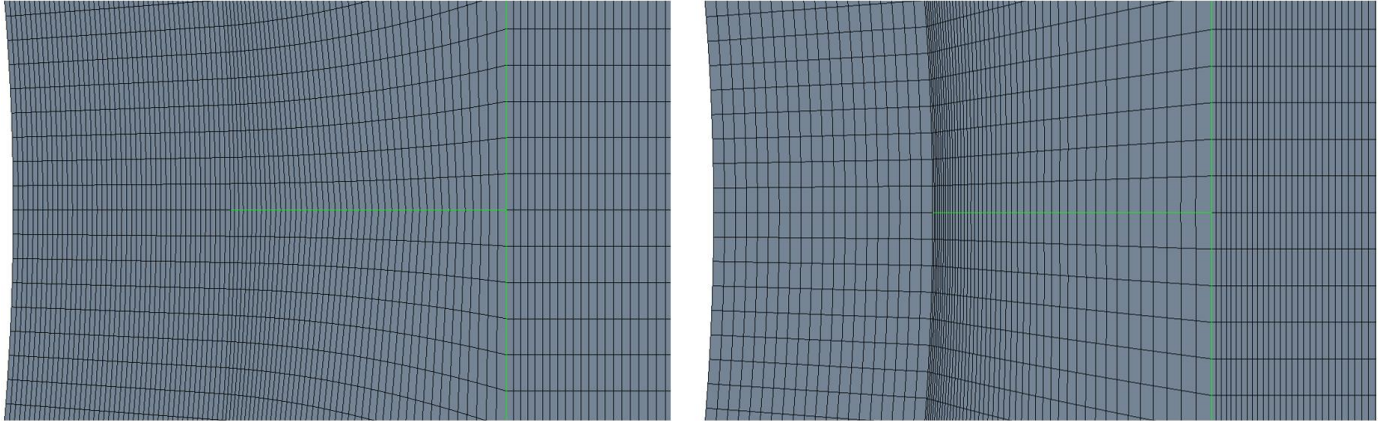


Fig. 3.5 Detalle del mallado final (izquierda) y uno de los primeros diseños (derecha).

Finalmente, con los diferentes mallados que se han ido obteniendo, se realiza un análisis de sensibilidad de la malla, en el que se simulan los casos de los diferentes mallados y se extrae un resultado mediante MATLAB; para este trabajo, se ha elegido la temperatura en un punto cercano a la pared del tubo en la zona frontal, a una distancia del espesor del tubo exterior. Se va observando el cambio de este resultado en función del aumento del número de elementos de la malla, y cuando es estable, aunque se siga aumentando dicho número de elementos, significa que el mallado es fiable. El objetivo es escoger un mallado que sea fiable, pero con el menor número de elementos posible, para así reducir el tiempo de simulación. El mallado elegido para el caso nominal de este trabajo es de 120.960 elementos.

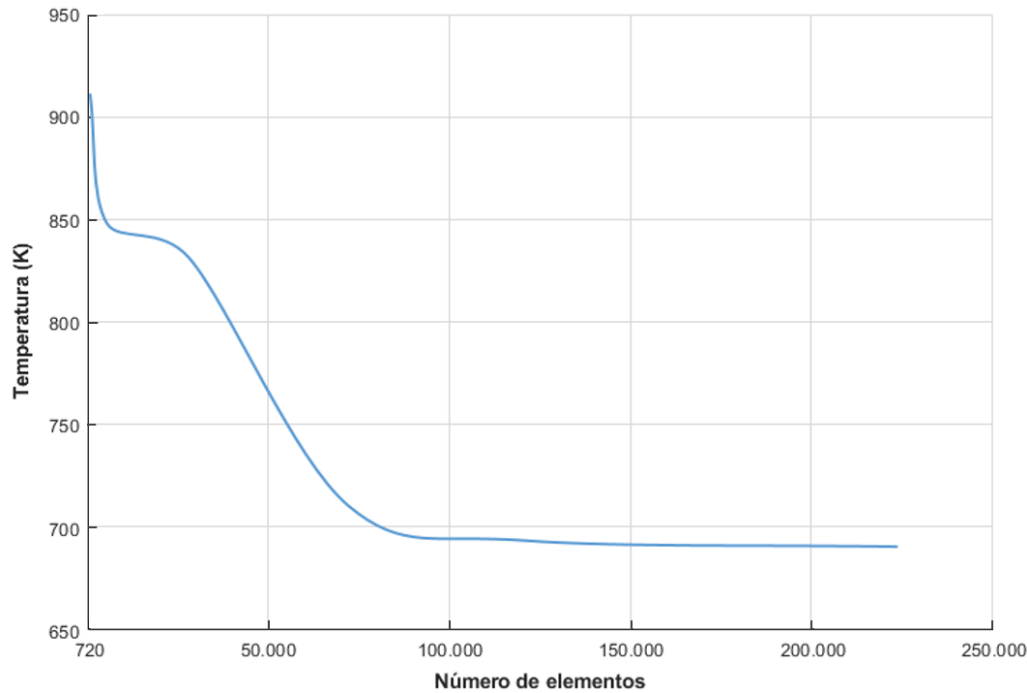


Fig. 3.6 Análisis de sensibilidad de la malla.

3.2 Descripción de la simulación

Una vez realizada la geometría y definido su mallado, se pasa al módulo Setup de ANSYS Fluent, donde se configura y se lleva a cabo la simulación.

3.2.1 Definición general y modelos para la simulación

Dentro del módulo Setup una gran cantidad de parámetros pueden ser modificados para ajustar la simulación a las condiciones deseadas. Los parámetros clave que han sido modificados para este trabajo se comentan a continuación, el resto se han dejado por defecto o no se han activado. Para apoyar esta tarea se han consultado diversas referencias, apoyándose principalmente en los manuales oficiales de ANSYS: ANSYS Fluent User's Guide [63] y ANSYS Fluent Theory Guide [64].

En primer lugar, dentro de la sección *General*, se ha configurado el caso de la simulación como basado en presiones, en formulación absoluta de la velocidad, espacio 2D planar y régimen estacionario. Después, en la sección *Models*, se ha activado la ecuación de la energía.

Posteriormente se debe definir el modelo viscoso, y para las simulaciones de este trabajo se ha elegido un modelo turbulento k-epsilon ($k-\epsilon$), que permite simular fluidos



con características de flujo turbulento: es un modelo de dos ecuaciones, lo que quiere decir que se añaden dos ecuaciones de transporte extra para representar las propiedades turbulentas del fluido [65]. La variable k hace referencia a la energía cinética turbulenta y ε al ratio de disipación de la energía cinética turbulenta. En ANSYS Fluent hay tres variedades de modelo k-epsilon: Standard, RNG y Realizable. El modelo Standard k- ε tradicionalmente ha sido de los más usados para flujos turbulentos, debido a su aceptable fiabilidad, economía computacional y razonable precisión para diferentes simulaciones. Los modelos RNG y Realizable suplen ciertas carencias del modelo Standard y suponen mejoras considerables, situando diversos estudios, que se sustentan en diferentes simulaciones con flujos en condiciones complejas, el modelo Realizable por encima del RNG. Por esta razón el modelo turbulento elegido para este trabajo ha sido el modelo Realizable k- ε . A continuación, se debe especificar una función de pared para el modelo turbulento, y se ha escogido la función Enhanced Wall Treatment. Se han realizado diversas pruebas con diferentes modelos viscosos y funciones de pared, para verificar que los resultados son fiables, que se presentan en el ANEXO.

Después de definir el modelo viscoso se ha definido el modelo de radiación. ANSYS dispone de cinco modelos que permiten simular la radiación, entre ellos se destaca el modelo Discrete Ordinates (DO). Este modelo emplea una representación discreta de la variación direccional de la intensidad de radiación, resolviendo así la ecuación de transferencia radiativa [66]. Es el modelo más preciso y más completo de los cinco, por lo que ha sido el elegido para la simulación de este trabajo.

3.2.2 Propiedades de material y fluido

Una vez definidos los modelos y las condiciones generales hay que definir las propiedades de materiales y fluidos que aparecen en la simulación.

En primer lugar, se deben definir las propiedades del fluido de la simulación, en el caso de este trabajo es aire, cuyas propiedades son las que vienen por defecto en el material de *Fluent Database* de ANSYS y se exponen en la tabla 3.2.

| TABLA 3.2 PROPIEDADES DEL FLUIDO DE LA SIMULACIÓN | | | | |
|--|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| Fluido | Densidad (kg/m ³) | Calor específico (J/kgK) | Conductividad térmica (W/mK) | Viscosidad dinámica (kg/ms) |
| Aire | 1,225 | 1006,43 | 0,0242 | $1,789 \cdot 10^{-5}$ |

Después se define el material del tubo exterior, que es la parte del tubo bayoneta simulada. Los distintos materiales que suelen ser utilizados para los tubos de receptores de centrales termosolares de concentración son comentados en el capítulo 2, habiéndose escogido para este trabajo el Incoloy 800H, debido a que soporta sin presentar corrosión una temperatura máxima de película del HTF mayor que otros materiales [45]. Las propiedades del Incoloy 800H se han considerado constantes para la simulación, y se presentan en la tabla 3.3.

| TABLA 3.3 PROPIEDADES DEL MATERIAL DEL TUBO | | | |
|--|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| Material | Densidad (kg/m ³) | Calor específico (J/kgK) | Conductividad térmica (W/mK) |
| Incoloy 800H | 7940 | 460 | 18,3 |
| Fuente: Special Metals [67]. | | | |

3.2.3 Condiciones de contorno

Posteriormente se crean las condiciones de contorno y se atribuyen los materiales a sus áreas correspondientes. Para ello, es necesario que previamente en el módulo *Mesh* se haya creado y atribuido un nombre a cada zona o línea de la geometría que se vaya a utilizar ahora, como se muestra en la figura 3.6.

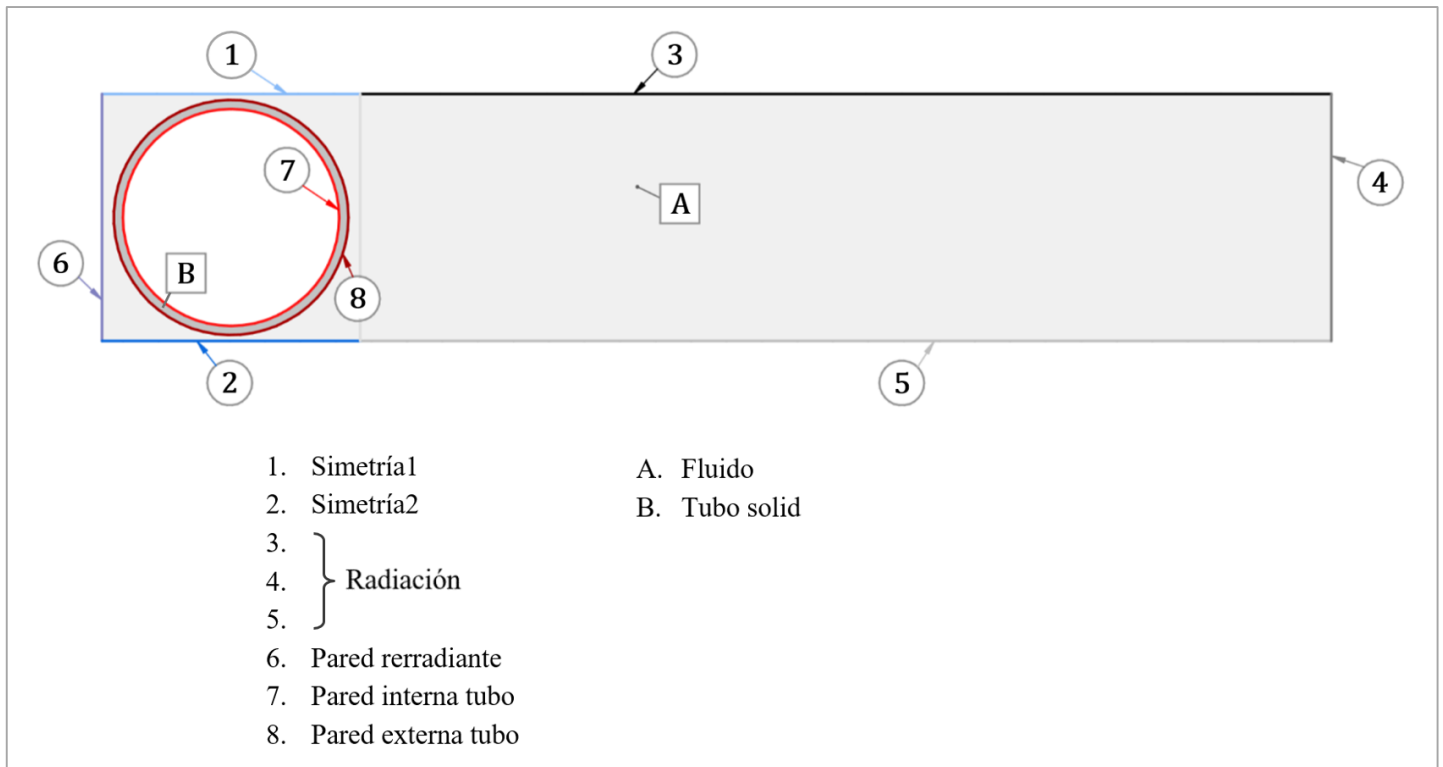


Fig. 3.7 Nombre de cada zona en la geometría.



En la sección *Cell Zone Conditions* se atribuyen el material y el fluido creados a las zonas correspondientes en la geometría, es decir, el Incoloy 800H al tubo, zona B, y el aire al volumen fluido que rodea al tubo, zona A.

Una vez hecho esto, en la sección de condiciones de contorno (*Boundary Conditions*) se definen todas las condiciones que permiten simular el caso. En primer lugar, las secciones A y B a las que se les ha asignado el material en *Cell Zone Conditions* no necesitan ninguna modificación, se dejan como secciones tipo *interior*.

- **Radiación**

Posteriormente se crea la condición de contorno de radiación. La zona radiación, conformada por las líneas 3, 4 y 5, se clasifica como tipo *pressure-inlet*. A continuación, se especifica una emisividad de 1, y hay que atribuir una temperatura de cuerpo negro. Para calcular esta temperatura se debe determinar un flujo de radiación: en este trabajo se han realizado simulaciones para tres casos diferentes de flujo de radiación, con valores de 0,3 MW/m², 0,7 MW/m², que es la radiación incidente media aproximada, y 1,1 MW/m², todos valores que se encuentran dentro del espectro de flujo de radiación que incide en el receptor de una central con campo de heliostatos tipo Gemasolar, en el hemisferio norte, y durante el equinoccio de primavera [51]. Conocido el valor del flujo de radiación incidente se puede aplicar la ecuación de Stefan-Boltzmann, ecuación 3.1, y así hallar la temperatura de cuerpo negro para introducir su valor en ANSYS:

$$q'' = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (3.1)$$

Donde:

- q'' es el flujo de radiación, expresado en W/m².
- ε es la emisividad. Para cuerpo negro $\varepsilon = 1$.
- σ es la constante de Stefan-Boltzmann. Su valor es de $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴.
- T es la temperatura de cuerpo negro.

Para el caso de la radiación incidente media de 0,7 MW/m², por ejemplo, el valor resultante de la temperatura es de 1874 K.



- **Simetría**

Se ha creado una condición de simetría para simular los tubos adyacentes. Para crear esta condición es necesario programar un breve código en el área de Consola del módulo Setup y aplicar la condición de *symmetry* en las zonas 1 y 2, que se convertirán en una sola zona de tipo *periodic*.

- **Pared rerradiante**

Para configurar la pared de alta reflectividad de la zona trasera de los tubos se configura la zona 6 como tipo *wall*, y después se le dan características de cuerpo gris: $\text{heat flux} = 0$ e $\text{internal emissivity} = 0,87$ [45].

- **Pared externa e interna del tubo**

Ambas zonas son de tipo *wall*, y se les asigna el material Incoloy 800H, seleccionando para la pared externa la opción *Coupled* dentro de *Thermal Conditions* en la pestaña *Thermal*.

Para la zona 7, pared interna del tubo, se debe seleccionar el tipo *Convection* dentro de la pestaña *Thermal*, además se introduce un valor de temperatura en el interior y coeficiente global de transferencia de calor. Estos dos valores se usan para simular la zona interior al tubo exterior del tubo bayoneta, es decir, fluido en la zona anular, tubo interior y fluido en la zona circular.

En primer lugar, para el valor de la temperatura interior, se ha escogido el valor que utiliza Pérez-Álvarez et al. en [61] para el cuarto panel, que es el más exigido, de un receptor de tubos bayoneta, debido a las similitudes del receptor de dicho estudio con el de este trabajo. Dicho valor de la temperatura interior es de 565,61K (292,61°C).

Posteriormente se calcula el coeficiente global de transferencia de calor para la zona interior del tubo. Para ello, se establece un símil eléctrico para calcular las resistencias térmicas, como se muestra en la figura 3.7.

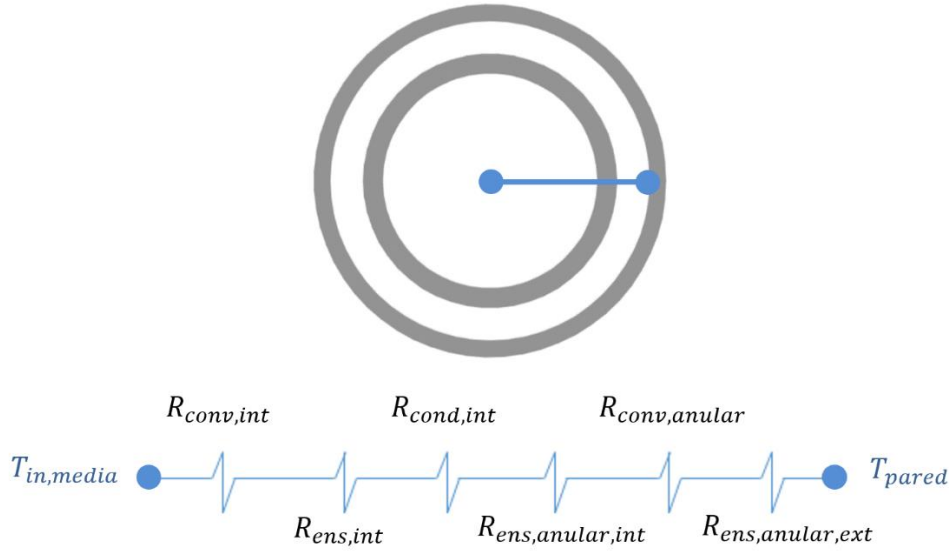


Fig. 3.8 Resistencias térmicas de la zona interior del tubo exterior.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se ha utilizado la ecuación 3.2:

$$U = \frac{1}{A_{transf} \cdot R_{total}} \quad (3.2)$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor, expresado en W/m^2K .
- A_{transf} es el área de transferencia de calor, el área interior del tubo, en m^2 .
- R_{total} es la resistencia total del interior del tubo, en W/K .

En esta ecuación, $A_{transf} = \pi \cdot D_{ext,i} \cdot L_{tubos}$, y la resistencia total es la suma de las resistencias que se esquematizan en la figura 3.7.

Las resistencias de ensuciamiento se han calculado dividiendo el coeficiente de ensuciamiento para sales fundidas entre el área correspondiente, resultando:

$$R_{ens,int} = \frac{F_{ens,sales}}{\pi \cdot D_{int,i} \cdot L_{tubos}} \quad (3.3)$$



$$R_{ens,anular,int} = \frac{F_{ens,sales}}{\pi \cdot D_{int,e} \cdot L_{tubos}} \quad (3.4)$$

$$R_{ens,anular,ext} = \frac{F_{ens,sales}}{\pi \cdot D_{ext,i} \cdot L_{tubos}} \quad (3.5)$$

Donde:

- R_{ens} es la resistencia de ensuciamiento, para cada zona, expresada en W/K.
- $F_{ens,sales}$ es el factor de ensuciamiento para sales fundidas, con valor de 0,000088 m²K/W [68].

La resistencia de conducción para el tubo interior se ha calculado mediante la ecuación 3.6:

$$R_{cond,int} = \frac{\ln \frac{D_{int,e}}{D_{int,i}}}{2\pi \cdot L_{tubo} \cdot k_{inc}} \quad (3.6)$$

Donde:

- k_{inc} es la conductividad térmica del Incoloy 800H, de valor 18,3 W/mK.

Para calcular las resistencias de convección en la zona interior (3.7) y la zona anular (3.8):

$$R_{conv,int} = \frac{1}{\pi \cdot D_h \cdot L_{tubo} \cdot h_{int}} \quad (3.7)$$

Donde:

- D_h es el diámetro hidráulico en la zona anular. $D_h = D_{ext,i} - D_{int,e} = 8,7 \text{ mm}$.
- h_{int} es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona interior, expresado en W/m²K.

$$R_{conv,anular} = \frac{1}{\pi \cdot D_{int,i} \cdot L_{tubo} \cdot h_{anular}} \quad (3.8)$$

Donde:

- h_{anular} es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona anular, expresado en W/m²K.

Una vez planteadas estas resistencias es necesario definir nuevos parámetros para poder calcular los coeficientes de convección. Dichos parámetros son flujo másico de tubo y propiedades de las sales fundidas. Para el cálculo de flujo másico de tubo se debe conocer el flujo másico total de las sales fundidas, para el cual se ha elegido un valor de 250 kg/s, que se corresponde con una estimación media del flujo másico total en las horas de más sol del día en varios días a lo largo de un año en la planta Gemasolar [45]. Para calcular el flujo másico de tubo se divide el flujo másico total de sales fundidas entre el número de flujos de HTF, es decir, 2, y el número de tubos, es decir, 34, para el caso nominal.

Los otros parámetros que se deben determinar para poder continuar son las propiedades de las sales fundidas. Para calcularlas se han utilizado las ecuaciones de Zavoiro [69] introduciendo la temperatura interior del fluido en grados Celsius.

Densidad (kg/m³):

$$\rho_{sal} = 2090 - 0,636 \cdot T \quad (3.9)$$

Calor específico (J/kgK):

$$Cp_{sal} = 1443 + 0,172 \cdot T \quad (3.10)$$

Viscosidad dinámica (Pa·s):

$$\mu_{sal} = (22,714 - 0,120 \cdot T + 2,281 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 1,474 \cdot 10^{-7} \cdot T^3) \cdot 10^{-3} \quad (3.11)$$

Conductividad térmica (W/mK):

$$k_{sal} = 0,443 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (3.12)$$

Con estos valores ya se pueden calcular los coeficientes convectivos para la zona anular y la zona interior. En la zona interior, utilizando la correlación de Gnielinski [70] para convección en flujo interno, se halla el número de Nusselt para después despejar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$Nu_{Di} = \frac{h_{int} \cdot D_{int,i}}{k_{sal}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_{Di} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.13)$$

Donde:

- f es el coeficiente de fricción, obtenido mediante la correlación de Petukov: $f = (0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}$
- Re_{Di} es el número de Reynolds para la sección de $D_{int,i}$. $Re_{Di} = \frac{\rho_{sal} \cdot D_{int,i} \cdot V_i}{\mu_{sal}}$
- $V_i = \frac{\dot{m}_{tubo}}{\rho_{sal} \cdot (\pi/4) \cdot D_{int,i}^2}$
- Pr es el número de Prandtl para el fluido. $Pr = \frac{\mu_{sal} \cdot Cp_{sal}}{k_{sal}}$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la zona anular se ha utilizado una correlación de nuevo de Gnielinski [71]:

$$Nu_{Dh} = \frac{h_{anular} \cdot D_h}{k_{sal}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re_{Dh} \cdot Pr}{k_1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_h}{L_{tubo}}\right)^{2/3}\right] \cdot F_{an} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,11} \quad (3.14)$$

Donde:

- f es el coeficiente de fricción, obtenido con Bhatti and Shah: $f = (1 + 0,925a) \cdot \left[0,86859 \cdot \ln\left(\frac{Re_{Dh}}{1,964 \cdot \ln(Re_{Dh}) - 3,8215}\right)\right]^{-2}$
- $a = \frac{D_{int,e}}{D_{ext,i}}$
- Re_{Dh} es el número de Reynolds para la sección de D_h . $Re_{Dh} = \frac{\rho_{sal} \cdot D_h \cdot V_{Dh}}{\mu_{sal}}$
- $V_{Dh} = \frac{\dot{m}_{tubo}}{\rho_{sal} \cdot (\pi/4) \cdot (D_h^2 - D_{int,i}^2)}$
- $k_1 = 1,07 + \frac{900}{Re_{Dh}} - \frac{0,63}{1 + 10 \cdot Pr}$



- $F_{an} = 0,75 \cdot a^{-0,17}$
- Pr_w es el número de Prandtl del fluido para la temperatura de pared.

Una vez planteadas las ecuaciones de los coeficientes de transferencia de calor por convección en la zona interior y la anular se pueden calcular todas las resistencias y, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = 1674,3 \frac{W}{m^2K} \quad (3.15)$$

Con este último paso ya están determinadas todas las condiciones de contorno y, una vez introducidas en ANSYS Fluent, se puede simular el caso, que se ha configurado para que corra hasta 4.000 iteraciones, más que suficiente para que el residuo sea lo suficientemente pequeño para que los resultados sean fiables.

4.1 Postprocesado y análisis estructural

Cuando termina cada simulación los resultados de *Static Temperature* son exportados a MATLAB para un análisis más detallado. Los datos exportados están expresados inicialmente en coordenadas cartesianas, por lo que se ha diseñado un código que permite pasarlos a coordenadas polares y filtrarlos para obtener los datos de la temperatura en la pared exterior e interior del tubo para cualquier ángulo. De esta forma se puede saber el valor de la diferencia de temperaturas entre la pared exterior y la pared interior de forma precisa en cualquier posición del tubo. Estos datos de diferencia de temperaturas en cualquier ángulo del tubo han sido utilizados para resolver las ecuaciones comentadas en este apartado, y obtener así los resultados deseados.

De acuerdo con Bao-Cun et al. [59], cuando ocurre la fractura por fatiga en el tubo del receptor tienen lugar cinco etapas diferenciadas: deformación, acumulación de daño, inicio de la grieta, crecimiento estable de la grieta y propagación inestable hasta la fractura. Cuando comienza el proceso de funcionamiento de un receptor se producen dos tipos de deformaciones, inicialmente se produce deformación elástica cuando las tensiones térmicas no sobrepasan el valor del límite elástico del material, y cuando lo sobrepasan tiene lugar la deformación plástica; estas deformaciones, unidas a que las tensiones térmicas se producen en continuos ciclos, ocasionan que se produzca daño por fatiga en el tubo. Este daño se va acumulando, hasta que llega un punto en el se producen grietas, con más probabilidad, en los defectos del receptor. Debido al efecto de los continuados ciclos de tensiones térmicas, las grietas van creciendo, primero de forma estable, hasta que su tamaño supera la longitud crítica de grieta, a partir de la cual se produce una propagación descontrolada de la grieta hasta fractura.

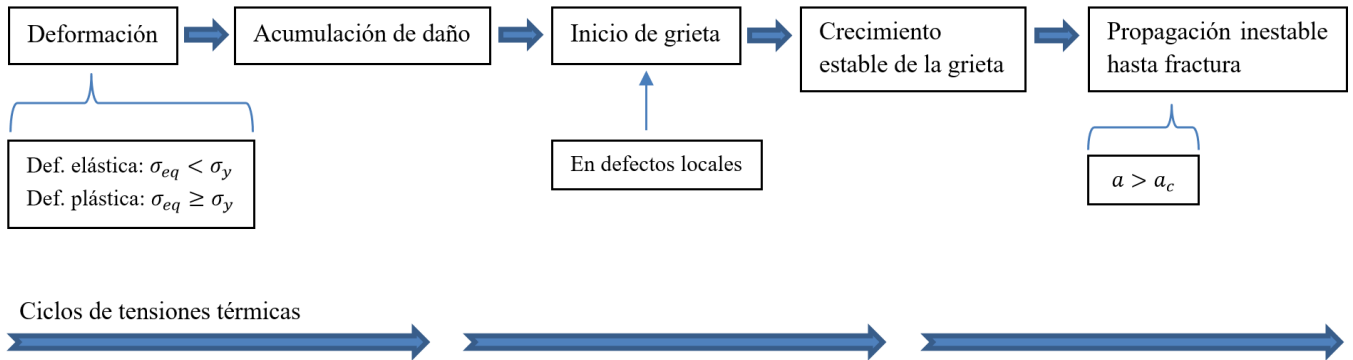


Fig. 4.1 Etapas de la fractura debida las tensiones térmicas.

En este trabajo se han calculado, para el receptor con tubos bayoneta estudiado, los resultados de tensiones térmicas, flujo mínimo de radiación para que comience el daño y longitud crítica de grieta en el tubo. Las ecuaciones resueltas para obtener estos resultados han sido extraídas del estudio de Bao-Cun et al. de receptores termosolares [59]. Para resolverlas, es necesario conocer ciertas propiedades mecánicas del Incoloy 800H, las cuales dependen de la temperatura:

TABLA 4.1
PROPIEDADES MECÁNICAS DEL INCOLOY 800H

| Temp. T (°C) | Coef. dilatación térmica α (K ⁻¹) | Módulo elástico E (GPa) | Coefficiente de Poisson ν | Conductividad térmica k (W/mK) |
|-----------------|---|----------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| 300 | $16,16 \cdot 10^{-6}$ | 178,3 | 0,357 | 16,3 |
| 400 | $16,43 \cdot 10^{-6}$ | 171,6 | 0,362 | 17,9 |
| 500 | $16,7 \cdot 10^{-6}$ | 165 | 0,367 | 19,5 |
| 600 | $16,97 \cdot 10^{-6}$ | 157,7 | 0,373 | 21,1 |
| 700 | $17,28 \cdot 10^{-6}$ | 150,1 | 0,381 | 22,8 |
| 800 | $17,68 \cdot 10^{-6}$ | 141,3 | 0,394 | 24,7 |

Fuentes: Special Metals [67] y Sandmeyer Steel Company [72].

• Tensiones térmicas

Para el cálculo de las tensiones térmicas se han utilizado las siguientes ecuaciones. La tensión equivalente, calculada por Von Mises, es comparada con el límite elástico del material para evaluar cuando comienza la deformación plástica.

$$\sigma_r = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \left[-\ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.1)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \left[1 - \ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.2)$$

$$\sigma_z = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \left[1 - 2 \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{2 \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.3)$$

Donde:

- σ_r es la tensión radial, expresado en Pa.
- σ_{θ} es la tensión circunferencial, en Pa.
- σ_z es la tensión axial, en Pa.
- ΔT es la diferencia de temperatura entre pared exterior y pared interior del tubo.
- α es el coeficiente de expansión térmica lineal, o coeficiente de dilatación térmica, del Incoloy 800H, expresado en K^{-1} .
- E es el módulo elástico del Incoloy 800H, en Pa.
- ν es el coeficiente de Poisson del material.
- r_o, r_i y r son el radio exterior, interior y en cualquier posición del tubo exterior.

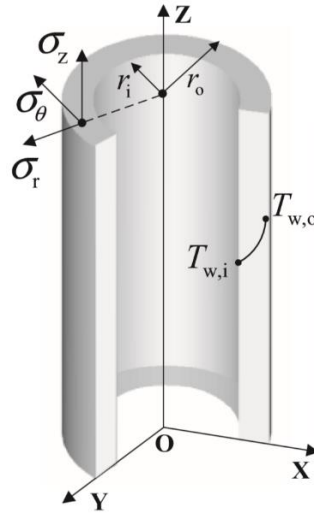


Fig. 4.2 Tensiones térmicas en el tubo exterior [59].

Con la tensión radial, circunferencial y axial se ha calculado mediante Von Mises la tensión equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_{\theta}^2 + \sigma_z^2 - \sigma_r \sigma_{\theta} - \sigma_{\theta} \sigma_z - \sigma_r \sigma_z} \quad (4.4)$$

La tensión equivalente es comparada con el límite elástico, para comprobar cuando comienza la deformación plástica:

$$\text{Deformación elástica: } \sigma_{eq} < \sigma_y \quad (4.5)$$

$$\text{Deformación plástica: } \sigma_{eq} \geq \sigma_y$$

- **Flujo mínimo de radiación para que comience el daño**

El flujo mínimo de radiación para que comience el daño en el tubo también ha sido calculado. Este daño se produce principalmente cuando se supera el límite elástico, pero no tiene en cuenta los efectos previos en deformación elástica o debido a factores climatológicos. Para tener en cuenta esto, se ha empleado un factor de seguridad (F.S.) que se añade en la ecuación del flujo de radiación.

$$[\sigma_y] = \frac{\sigma_y}{\text{F.S.}} \quad (4.6)$$

$$q \geq \frac{[\sigma_y]}{K \cdot \sqrt{A^2 + B^2 + C^2 - AB - AC - BC}} \quad (4.7)$$

Siendo:

$$A = r \left[-\ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.8)$$

$$B = r \left[1 - \ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.9)$$

$$C = r \left[1 - 2 \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r}\right) - \frac{2 \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right] \quad (4.10)$$

K es un coeficiente relacionado con las propiedades mecánicas del material del tubo, y es, junto con el límite elástico, la variable de la ecuación del flujo mínimo de radiación que es dependiente de la temperatura:

$$K = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot k \cdot (1 - \nu)} \quad (4.11)$$

Donde:

- α es el coeficiente de expansión térmica lineal, o coeficiente de dilatación térmica, del Incoloy 800H, expresado en K^{-1} .
- E es el módulo elástico del Incoloy 800H, en Pa.
- k es la conductividad térmica del material, en W/mK.
- ν es el coeficiente de Poisson del material.

• Longitud crítica de grieta

Una vez iniciada una grieta, las cuales suelen aparecer más frecuentemente en defectos locales, después de ciclos de deformaciones plásticas, comienza a crecer de forma estable debido a los ciclos de tensiones térmicas. Cuando la grieta alcanza cierta longitud, este crecimiento estable pasa a ser una propagación descontrolada e inestable hasta que se produce fractura en el tubo. Las tensiones más grandes de las producidas en el tubo son las de tipo circunferencial, y su dirección es perpendicular a las grietas en dirección axial, que son las grietas más importantes producidas en el tubo.

Para calcular la longitud crítica en dirección axial a partir de la cual se produce la propagación descontrolada de la grieta hasta fractura se ha utilizado:

Propagación descontrolada: $a > a_c$

$$a_c = 2 \cdot \frac{E \cdot \delta_c}{\pi \cdot \sigma_y \cdot (\sigma_{eq}/\sigma_y + 1) \cdot M} \quad (4.12)$$

Donde:

- a es la longitud de grieta.
- a_c es la longitud crítica de grieta.
- E es el módulo elástico del Incoloy 800H, en Pa.
- δ_c , crack tip opening displacement en este trabajo, de valor $8,64 \cdot 10^{-5}$ mm.
- M es el efecto de expansión, de valor 1.



4.2 Resultados

Los resultados obtenidos tras simulaciones, postprocesado y análisis estructural y su interpretación son comentados en este apartado. En primer lugar, se exponen los resultados relativos a las temperaturas obtenidas en el tubo para los casos de las distintas separaciones laterales (Sl) y traseras (St), así como las tensiones térmicas que aparecen en el tubo, eligiendo el caso óptimo; posteriormente se exponen los resultados del flujo mínimo de radiación para que aparezca el daño; y por último se analiza la longitud crítica de grieta.

Además, en este apartado, gran parte de los resultados y conclusiones obtenidas de las simulaciones y análisis del tubo bayoneta son comparados con los resultados equivalentes, con las mismas condiciones de radiación, del tubo simple del estudio [59], dado que las ecuaciones utilizadas son las mismas, pudiendo así observarse una comparativa entre el comportamiento mecánico de tubos bayoneta y tubos simples en receptores de centrales SPT en condiciones similares.

4.2.1 Temperatura y tensiones térmicas en el tubo

En primer lugar, se exponen los resultados de las diferentes temperaturas para pared exterior, interior, y su diferencia, obtenidas en las simulaciones de cada caso de separación: primero, las temperaturas obtenidas variando las separaciones laterales entre tubos (mientras se mantiene la separación trasera en su valor nominal), y después variando las distintas separaciones traseras (mientras se mantiene la separación lateral en su valor nominal), ambos con la radiación media, $0,7 \text{ MW/m}^2$. Se dan los resultados para los valores que se han considerado más representativos de los 360 grados del tubo: 0° , 90° (y -90°), y 180° ; ubicándose en 0° la parte frontal del tubo, es decir, donde inciden directamente los rayos reflejados en los heliostatos, 90° y -90° en las zonas contiguas a los otros tubos, y 180° en la zona posterior.

| TABLA 4.2 | | | | |
|--|------------------------|-----------------|----------|--------|
| TEMPERATURAS PARA SEPARACIONES LATERALES 0,7 MW/m ² | | | | |
| Separación lateral (St = 0,05·Dext,e) | | Temperatura (K) | | |
| | | 0° | 90° -90° | 180° |
| Sl = 0,01·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,56 | 606,80 | 565,08 |
| | T _{pared,int} | 960,24 | 603,81 | 565,07 |
| | ΔT | 58,32 | 2,99 | 0,01 |
| Sl = 0,03·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,75 | 618,92 | 565,12 |
| | T _{pared,int} | 960,41 | 614,25 | 565,1 |
| | ΔT | 58,34 | 4,67 | 0,01 |
| NOMINAL Sl = 0,05·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,9 | 633,8 | 565,18 |
| | T _{pared,int} | 960,56 | 625,87 | 565,16 |
| | ΔT | 58,35 | 7,93 | 0,02 |
| Sl = 0,07·Dext,e | T _{pared,ext} | 1019,04 | 644,35 | 565,53 |
| | T _{pared,int} | 960,69 | 634,76 | 565,49 |
| | ΔT | 58,35 | 9,59 | 0,04 |
| Sl = 0,1·Dext,e | T _{pared,ext} | 1019,23 | 651,61 | 567,82 |
| | T _{pared,int} | 960,86 | 641,28 | 567,62 |
| | ΔT | 58,37 | 10,33 | 0,19 |

Como es evidente, las temperaturas más altas se generan en la zona frontal del tubo, debido a que en esta zona incide directamente la radiación solar, disminuyendo considerablemente en los laterales y la zona posterior. En las distintas simulaciones de las separaciones laterales, se puede observar que la temperatura apenas varía de unos casos a otros para la zona frontal y la zona posterior, lo que significa que la variación en la distancia entre tubos no influye demasiado en la temperatura en estas zonas. A pesar de esto, la tendencia es que según aumenta la distancia entre tubos, más aumenta la temperatura en la zona posterior del tubo, notándose algo más claramente en el caso de 10% del diámetro exterior, debido a que más radiación consigue pasar entre los tubos y reflejarse en la pared rerradiante.

Por otra parte, en las zonas laterales sí se aprecia un notable aumento de la temperatura en el tubo según aumenta la separación entre estos, aumentando también la diferencia de temperaturas entre la pared exterior y la pared interior. Esto es debido, de nuevo, a que cuando hay más distancia entre tubos más radiación consigue pasar, aumentando la temperatura de las zonas laterales del tubo que alcanza. Se puede observar la diferencia de cómo pasa el flujo de radiación entre tubos entre el caso de Sl = 0,1·Dext,e y el de Sl = 0,01·Dext,e en la figura 4.3.

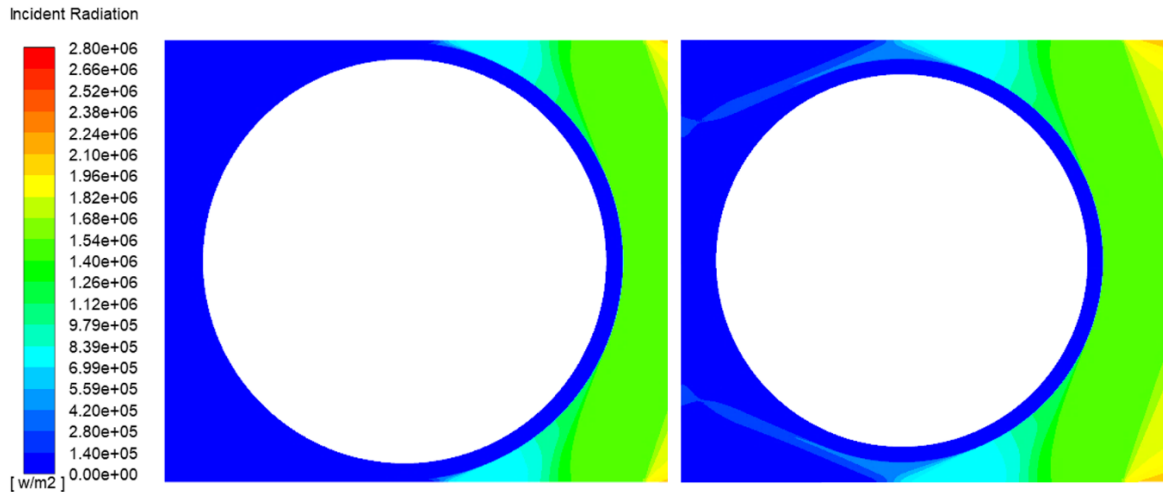


Fig. 4.3 Flujo de radiación incidente para $St=0,01 \cdot D_{ext,e}$ (izquierda) y $St=0,1 \cdot D_{ext,e}$ (derecha).

| TABLA 4.3 TEMPERATURAS PARA SEPARACIONES TRASERAS 0,7 MW/m ² | | | | |
|--|------------------------|-----------------|---------|--------|
| Separación trasera ($St = 0,05 \cdot D_{ext,e}$) | | Temperatura (K) | | |
| | | 0° | 90°-90° | 180° |
| St = 0,01·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,9 | 633,81 | 565,14 |
| | T _{pared,int} | 960,56 | 625,94 | 565,13 |
| | ΔT | 58,35 | 7,872 | 0,01 |
| St = 0,03·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,9 | 633,8 | 565,16 |
| | T _{pared,int} | 960,56 | 625,71 | 565,15 |
| | ΔT | 58,35 | 8,09 | 0,01 |
| NOMINAL St = 0,05·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,9 | 633,8 | 565,18 |
| | T _{pared,int} | 960,56 | 625,87 | 565,17 |
| | ΔT | 58,35 | 7,93 | 0,01 |
| St = 0,07·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,9 | 631,13 | 565,2 |
| | T _{pared,int} | 960,55 | 623,96 | 565,18 |
| | ΔT | 58,35 | 7,17 | 0,02 |
| St = 0,1·Dext,e | T _{pared,ext} | 1018,89 | 633,79 | 565,22 |
| | T _{pared,int} | 960,55 | 623,45 | 565,2 |
| | ΔT | 58,34 | 10,33 | 0,02 |

Las temperaturas, por su parte, para los distintos casos de separaciones traseras apenas presentan diferencia entre unos casos y otros, presentando valores muy similares para pared exterior, pared interior, y diferencia entre ambas. Por lo tanto, la variación de la separación trasera no es significativa en las temperaturas generadas en el tubo en ninguna zona.

A continuación, se exponen los diagramas de contorno de temperatura y flujo de radiación incidente obtenidos en la simulación del caso nominal.

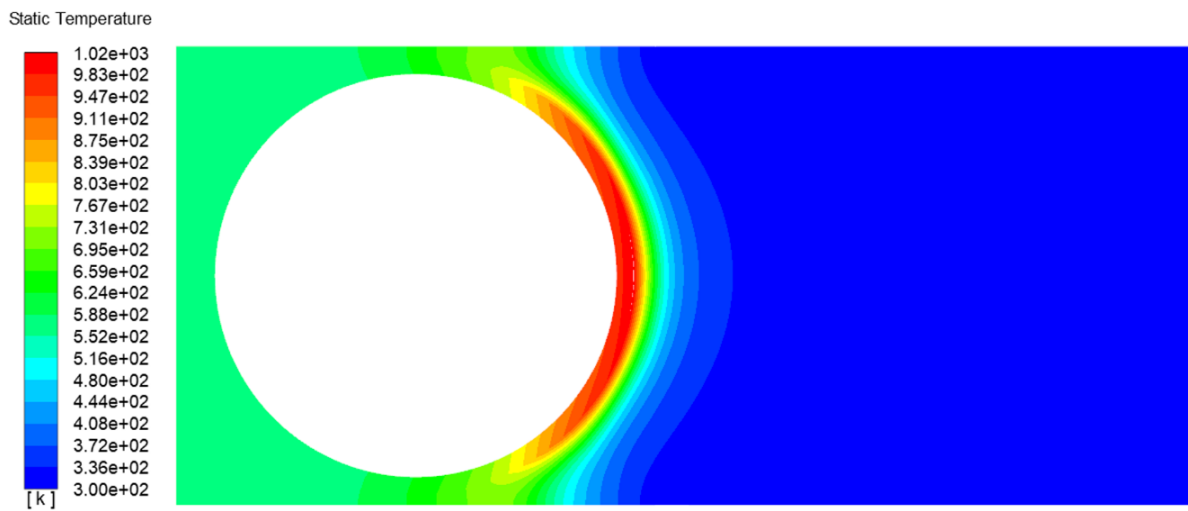


Fig. 4.4 Diagrama de temperaturas. Caso nominal.

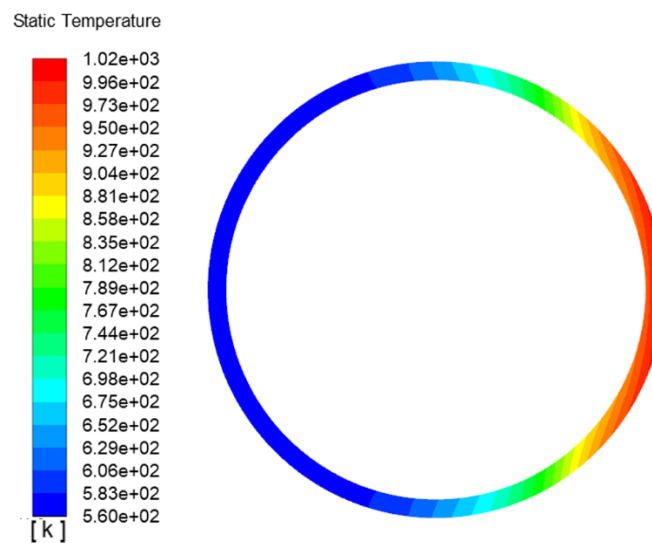


Fig. 4.5 Diagrama de temperaturas en el tubo. Caso nominal.

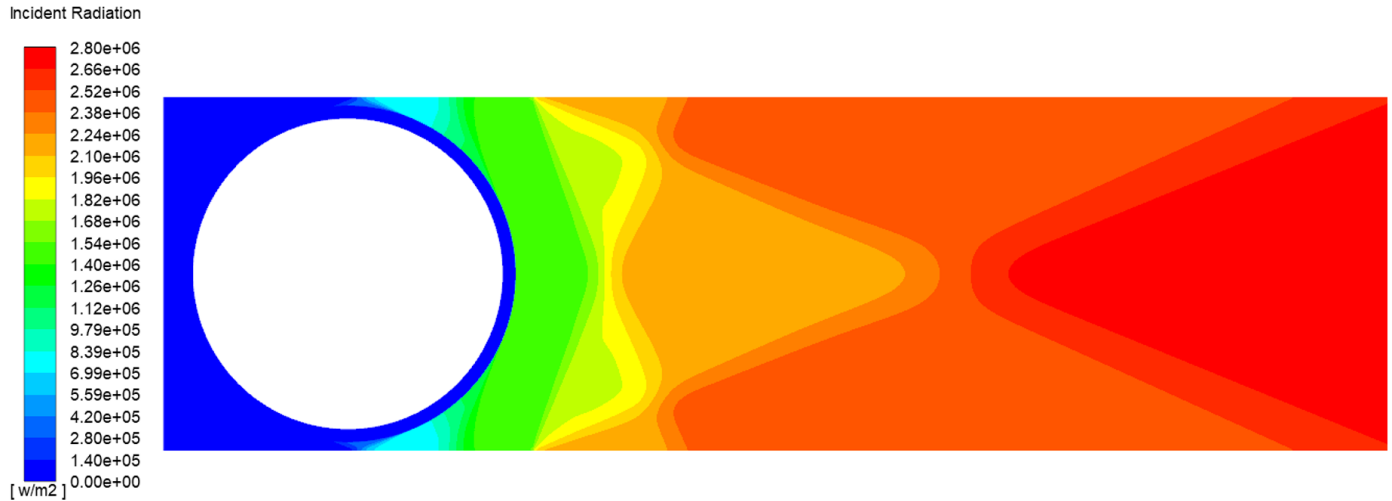


Fig. 4.6 Diagrama de flujo de radiación incidente. Caso nominal.

Una vez obtenidos los datos de las temperaturas en las paredes del tubo, es posible calcular las tensiones térmicas. En la tabla 4.4 y las figuras 4.7, 4.8 y 4.9 se presentan los resultados de la tensión térmica equivalente en la pared exterior del tubo para las distintas separaciones laterales en las distintas zonas (0° , 90° y -90° , y 180°) del tubo con $0,7 \text{ MW/m}^2$ de radiación.

Dado que la variación de las temperaturas apenas varía entre unos casos y otros para las separaciones traseras, no se exponen los resultados de las distintas tensiones térmicas para dichas separaciones, debido a que apenas hay diferencia entre las tensiones generadas en unos casos y otros, siendo todas ellas muy similares a las del caso nominal.

| TABLA 4.4 | | | |
|---|----------------------------|-------------------------|-------------|
| TENSION TÉRMICA EQ. PARA DISTINTOS CASOS $0,7 \text{ MW/m}^2$ | | | |
| Separación lateral ($S_l = 0,05 \cdot D_{\text{ext},e}$) | σ_{eq} (MPa) | | |
| | 0° | 90° - 90° | 180° |
| $S_l = 0,01 \cdot D_{\text{ext},e}$ | 289,145 | 14,814 | 0,0475 |
| $S_l = 0,03 \cdot D_{\text{ext},e}$ | 289,206 | 23,138 | 0,0614 |
| NOMINAL $S_l = 0,05 \cdot D_{\text{ext},e}$ | 289,257 | 39,292 | 0,0848 |
| $S_l = 0,07 \cdot D_{\text{ext},e}$ | 289,303 | 47,545 | 0,2052 |
| $S_l = 0,1 \cdot D_{\text{ext},e}$ | 289,365 | 51,215 | 0,9656 |

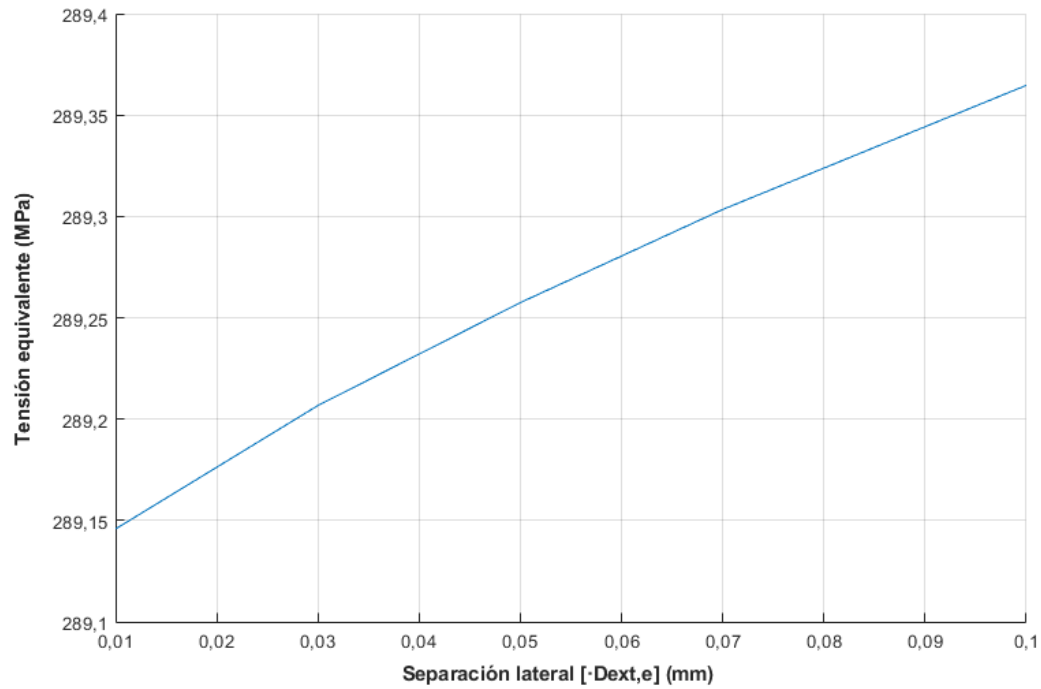


Fig. 4.7 Tensión térmica equivalente en 0° | 0,7 MW/m².

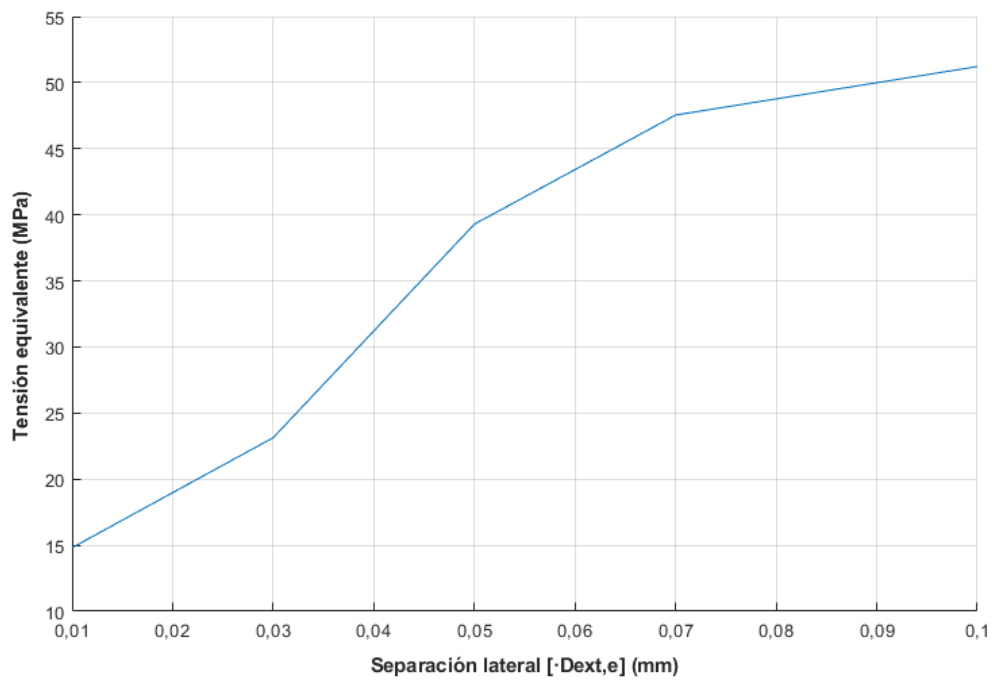


Fig. 4.8 Tensión térmica equivalente en 90° | 0,7 MW/m².

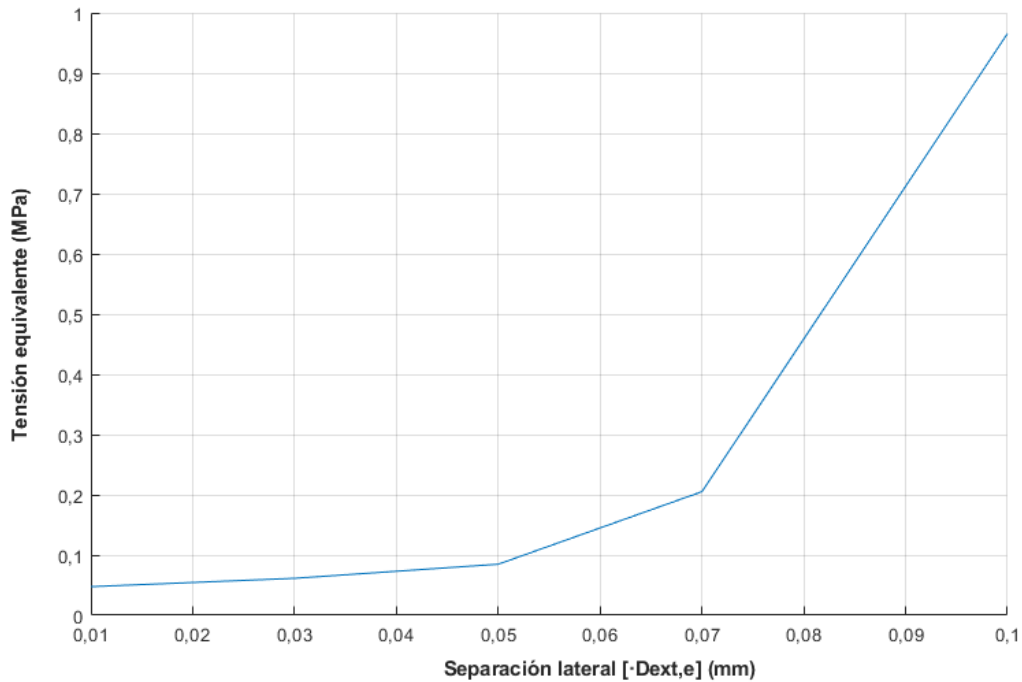


Fig. 4.9 Tensión térmica equivalente en 180° | $0,7 \text{ MW/m}^2$.

Como se puede observar, la tensión térmica equivalente en la pared exterior aumenta a medida que se aumenta la separación entre tubos, ocurriendo esto en las tres zonas representadas (0° , 90° y -90° , y 180°). Sin embargo, aunque la tendencia es similar, no varía lo mismo en cada zona: en la zona frontal y la zona posterior del tubo la variación no llega a alcanzar un megapascal entre el caso de menor y el de mayor separación lateral, mientras que en los casos de las separaciones laterales la diferencia sí que es más notable, variando algo menos de 40 MPa entre los casos de mayor y menor separación.

Por lo tanto, el caso óptimo en el que se generan menos tensiones térmicas en el tubo es el caso de separación lateral entre tubos de un 1% del diámetro exterior ($Sl=0,01 \cdot D_{ext,e}$). En este caso, las tensiones térmicas se reducen respecto a los casos de otras separaciones especialmente en las zonas laterales de los tubos; sin embargo, las mayores tensiones térmicas se producen en la zona frontal del tubo, ya que es la que recibe directamente los rayos solares reflejados en los heliostatos, y donde se produce mayor diferencia de temperaturas en la pared. Por esta razón, se ha elegido este punto de 0° , con la geometría del caso óptimo de separación, para calcular el resto de resultados expuestos, ya que es la zona más exigida de los tubos del receptor.



La simulación del tubo bayoneta también se ha realizado para los flujos de radiación incidente de 0,3 y 1,1 MW/m², como se ha comentado en la sección 3.2, que son valores que se encuentran dentro del espectro de radiación que incide en distintas zonas del receptor. Los resultados del cálculo de las tensiones térmicas tras dichas simulaciones se exponen a continuación junto con los resultados de la radiación de 0,7 MW/m², para 0° y el caso óptimo de separación entre tubos. Estas tensiones se han calculado y representado en función de la posición del tubo exterior en dirección radial en que se producen.

Es destacable comentar que, para el caso elegido de separación óptima, con la máxima radiación simulada (1,1 MW/m²), se ha tenido en cuenta la dilatación que puede sufrir el tubo, para evitar que llegue a tocar con el tubo contiguo. La variación de espesor que puede sufrir el tubo exterior en la zona lateral se ha calculado mediante la siguiente ecuación [73]:

$$\Delta e = e_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (4.13)$$

Donde:

- e_0 es el espesor inicial del tubo exterior.
- α es el coeficiente de dilatación térmica, en K⁻¹.
- ΔT es la diferencia entre la temperatura mínima inicial del tubo y la máxima alcanzada, en la zona lateral del tubo exterior.

Se obtiene un resultado de 0,00266 mm, valor notablemente menor que 0,21 mm, que es la mitad de la separación lateral entre tubos en el caso óptimo, por lo que los tubos no se llegarían a tocar.

TABLA 4.5
TENSIONES TÉRMICAS PARA DIFERENTES FLUJOS DE RADIACIÓN (MPa)

| Flujo Radiación | Tensión (MPa) | Posición radial en el tubo exterior (mm) | | | | | | | | | |
|--|-----------------|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 19,35 | 19,55 | 19,75 | 19,95 | 20,15 | 20,35 | 20,55 | 20,75 | 20,95 | 21 |
| q = 0,3 (MW/m ²) | σ_{eq} | 54,7 | 61,6 | 69,9 | 79,1 | 88,8 | 98,7 | 108,7 | 118,7 | 128,6 | 131,11 |
| | σ_θ | -15,1 | 11,8 | 24,8 | 37,7 | 50,2 | 62,5 | 74,6 | 86,5 | 98,2 | 101,05 |
| | σ_z | -56,9 | -43 | -29,2 | -15,6 | -2,1 | 11,3 | 24,6 | 37,7 | 50,7 | 53,95 |
| | σ_r | -55,5 | -54,8 | -54,1 | -53,2 | -52,3 | -51,2 | -50 | -48,8 | -47,4 | -47,09 |
| q = 0,7 (MW/m ²) | σ_{eq} | 120,7 | 135,9 | 154,2 | 174,5 | 195,8 | 217,6 | 239,7 | 261,7 | 283,7 | 289,14 |
| | σ_θ | -33,3 | 26 | 54,8 | 83,1 | 110,8 | 137,9 | 164,6 | 190,8 | 216,5 | 222,86 |
| | σ_z | -125,7 | -94,9 | -64,5 | -34,4 | -4,5 | 25 | 54,2 | 83,2 | 111,9 | 118,99 |
| | σ_r | -122,3 | -120,9 | -119,3 | -117,4 | -115,3 | -112,9 | -110,4 | -107,6 | -104,6 | -103,8 |
| q = 1,1 (MW/m ²) | σ_{eq} | 178,8 | 201,3 | 228,5 | 258,5 | 290,1 | 322,5 | 355,1 | 387,8 | 420,3 | 428,41 |
| | σ_θ | -4,9 | 38,6 | 81,2 | 123,1 | 164,1 | 204,4 | 243,9 | 282,7 | 320,8 | 330,21 |
| | σ_z | -186,2 | -140,6 | -95,5 | -50,9 | -6,7 | 37 | 80,3 | 123,2 | 165,7 | 176,31 |
| | σ_r | -181,2 | -179,2 | -176,8 | -174 | -170,8 | -167,3 | -163,5 | -159,4 | -155 | -153,8 |

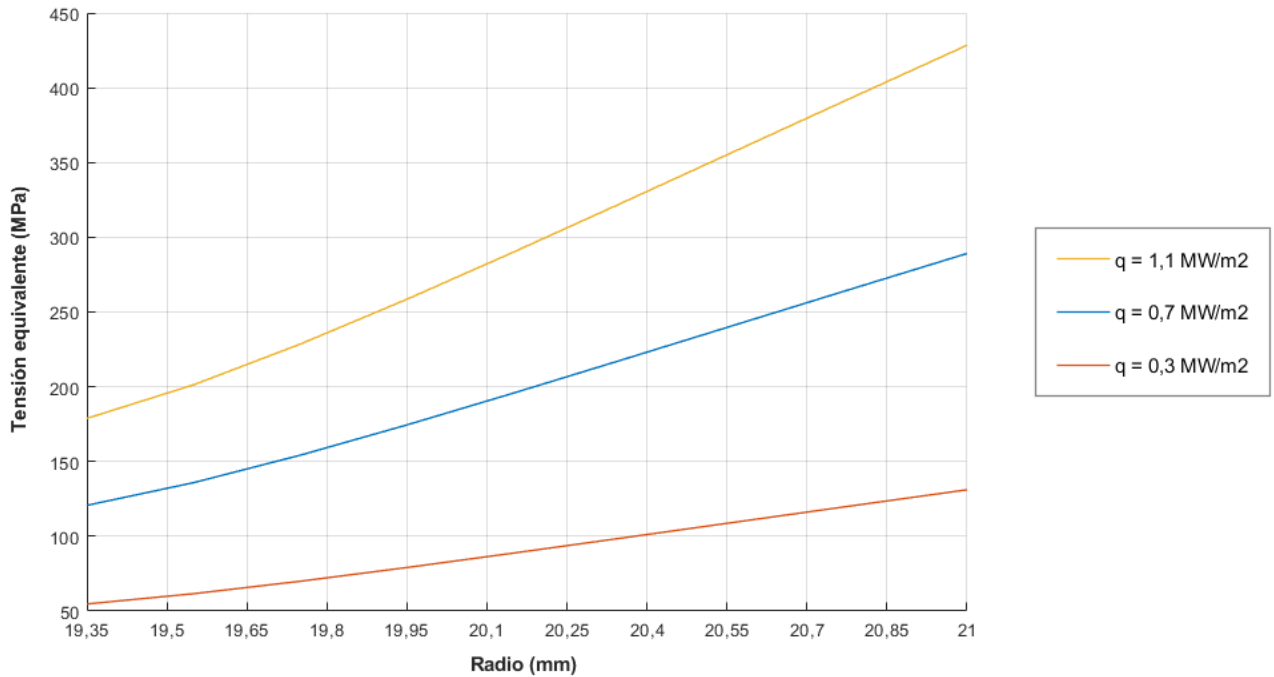


Fig. 4.10 Tensión térmica equivalente en el tubo para varios flujos de radiación incidente.

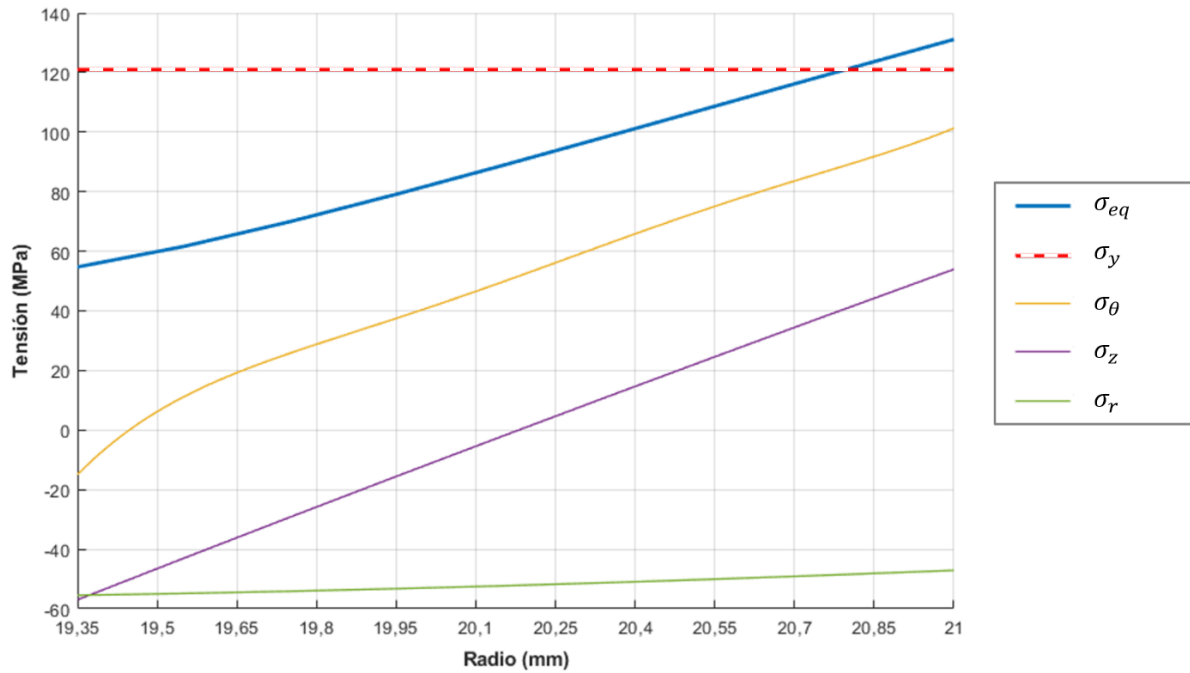


Fig. 4.11 Tensiones para 0,3 MW/m².

En la figura 4.11 se observa la progresión de todos los tipos de tensiones producidas en el tubo para 0,3 MW/m². Se puede ver el punto en el radio del tubo en el que la tensión equivalente supera el límite elástico, y por lo tanto comienza la deformación plástica. Para poder comparar ciertas características del tubo bayoneta con un tubo simple, se han utilizado los resultados de [59], como se ha comentado al inicio de esta sección 4.2. En dicho estudio se analiza un tubo simple, con radio exterior de 12,5 mm y radio interior de 10,5 mm, para 0,3 MW/m², 0,5 MW/m² y 0,7 MW/m², sin embargo, cabe decir que no es una comparación totalmente exacta, dado que se utiliza otro material para el tubo y algunas condiciones son simuladas de otra manera; a pesar de esto, como referencia para la comparativa es totalmente válido.

En el caso de 0,7 MW/m², en [59] se obtienen 372 MPa de tensión equivalente en la pared exterior, mientras que en este trabajo se han obtenido para el tubo bayoneta y dicha radiación 289 MPa; para 0,3 MW/m² la tensión equivalente en la pared exterior calculada por Bao-Cun et al. es de un valor de 165 MPa, siendo en este trabajo de 126 MPa. Por otra parte, la deformación plástica con 0,3 MW/m² se alcanza en [59] en una posición radial de 11,5 mm, que se sitúa en justamente el 50% del espesor de tubo; mientras que en este trabajo se alcanza en 20,78 mm, que es un 86,76% del espesor del tubo.

4.2.2 Flujo mínimo de radiación incidente para que comience el daño

El flujo de radiación incidente para que comience el daño, como se ha comentado en la sección 3.3, depende de la temperatura de pared, dado que su ecuación es función de propiedades que dependen de la temperatura. Por lo tanto, para poder calcular este parámetro, se necesita conocer el valor del límite elástico del Incoloy 800H en función de la temperatura:

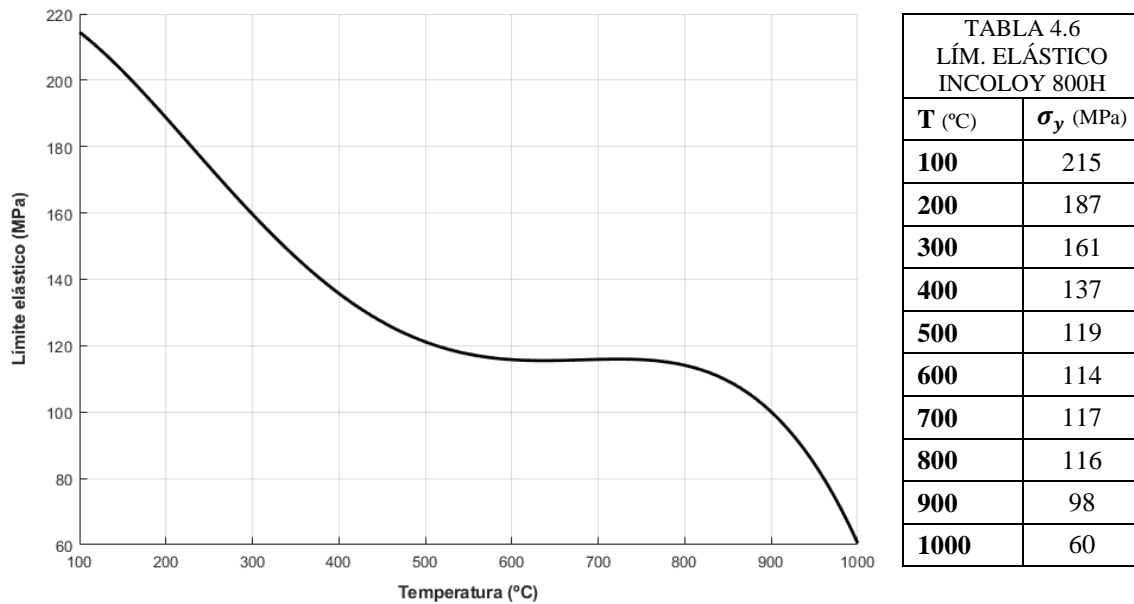


Fig. 4.12 Límite elástico del Incoloy 800H [72].

Se presentan los resultados, por tanto, para diferentes temperaturas de pared, además, se han incluido los resultados del flujo sin añadir el factor de seguridad:

| TABLA 4.7 FLUJO MÍNIMO DE RADIACIÓN INCIDENTE (MW/m ²) | | | | | | |
|---|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | Temperatura de pared (°C) | | | | | |
| | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
| q (con F.S.) | 0,192 | 0,182 | 0,175 | 0,185 | 0,209 | 0,228 |
| q (sin F.S.) | 0,288 | 0,273 | 0,262 | 0,277 | 0,313 | 0,342 |

Como se puede observar, este valor presenta tendencias diversas, descendiendo con la temperatura de pared en primer lugar y aumentando entre 500 y 600 °C. Estos resultados se pueden comparar con el flujo mínimo para que se produzca el daño en el tubo simple de [59]. En dicho estudio para 560 K (287°C) de temperatura de pared el flujo

es de $0,19 \text{ MW/m}^2$, mientras que para este trabajo dicho valor a 287°C es de $0,203 \text{ MW/m}^2$.

4.2.3 Longitud crítica de grieta

La longitud crítica de grieta, a partir de la cual una grieta comienza a propagarse de forma descontrolada hasta fractura, se ha calculado para los tres flujos de radiación con los que se ha simulado el tubo bayoneta, $0,3 \text{ MW/m}^2$, $0,7 \text{ MW/m}^2$ y $1,1 \text{ MW/m}^2$:

| <p>TABLA 4.8 LONGITUD CRÍTICA DE GRIETA</p> | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Flujo de radiación | $q = 0,3 \text{ (MW/m}^2\text{)}$ | $q = 0,7 \text{ (MW/m}^2\text{)}$ | $q = 1,1 \text{ (MW/m}^2\text{)}$ |
| $a_c \text{ (mm)}$ | 36,14 | 20,33 | 14,27 |

La longitud crítica de grieta en dirección axial, como se puede observar, es menor según aumenta el flujo de radiación incidente, lo cual es evidente, ya que con mayor radiación más exigido está el material. En comparación con [59], donde se muestran datos para $0,7 \text{ MW/m}^2$, con una longitud crítica de grieta de $0,17 \text{ mm}$, en este trabajo resulta una longitud de grieta para dicha radiación de $20,33 \text{ mm}$.



En este capítulo se realiza un estudio del entorno socio-económico del proyecto, tanto del presupuesto para llevar a cabo el TFG, como del impacto socio-económico de la aplicación real del proyecto.

5.1 Presupuesto de la elaboración del Trabajo Fin de Grado

En esta sección se estudian los costes económicos aproximados asociados a la elaboración del Trabajo Fin de Grado. Se dividen en costes directos e indirectos.

Los costes directos los componen aquellos asociados a material utilizado, recursos informáticos y recursos humanos. En primer lugar, se exponen los costes de material e informáticos.

Para el correcto desarrollo de las simulaciones en ANSYS Fluent se ha requerido de un ordenador de gama media-alta que ofrece ciertas prestaciones [74], también es necesario para llevar a cabo el postprocesado en MATLAB, cálculos en Microsoft Excel y escribir el presente documento en Microsoft Word, además de, evidentemente, toda la documentación, formación y búsqueda de información necesaria para el desarrollo del proyecto. Por otra parte, se presentan los costes asociados a las licencias de los programas informáticos utilizados. Respecto a la licencia de ANSYS, tiene un precio variable que ofrecen los comerciales de forma personalizada, por lo que se ha escogido una estimación media, MATLAB [75] y el paquete Microsoft Office [76] sí tienen un precio fijo.

| TABLA 5.1 COSTES DIRECTOS MATERIAL Y RECURSOS INFORMÁTICOS | |
|--|-------------|
| Material o recurso inf. | Coste (€) |
| Ordenador sobremesa <i>hp</i> | 960 |
| Licencia ANSYS Fluent | 5000 |
| Licencia MATLAB | 2000 |
| Microsoft Office | 150 |
| Material de oficina | 50 |
| Total | 8160 |

Además, dentro de costes directos, se tienen en cuenta también las horas de trabajo del autor del proyecto y del tutor del mismo:

| TABLA 5.2 COSTES DIRECTOS RECURSOS HUMANOS | | |
|---|----------------|----------------|
| Categoría | Horas | Coste (€/hora) |
| Autor del proyecto | 790 | 20 |
| Tutor del proyecto | 20 | 50 |
| Total recursos humanos | 16800 € | |

Por otra parte, se tienen también en cuenta costes indirectos relativos al lugar de trabajo, con agua, electricidad y climatización, que se han estimado en unos 40 € al mes. Con todo esto, el presupuesto total asociado al Trabajo fin de Grado se refleja en la tabla 5.3.

| TABLA 5.3 PRESUPUESTO TOTAL DEL TRABAJO FIN DE GRADO | |
|---|----------------|
| Costes directos | 24960 € |
| Costes indirectos | 160 € |
| Presupuesto total | 25120 € |

5.2 Impacto socio-económico de la aplicación del proyecto

Las centrales termosolares de torre central suponen un gran avance tecnológico, y uno de los tipos de energía renovable más prometedores de cara al futuro, con la fiabilidad que proporciona la capacidad de almacenamiento de energía para la noche o periodos nublados mediante la conservación del fluido caloportador a alta temperatura como una de sus grandes ventajas respecto a otras tecnologías. La reducción de la contaminación, así como la producción de energía totalmente limpia supone un impacto medioambiental y ético totalmente positivo en la sociedad.

La tecnología de tubos bayoneta para los receptores de plantas termosolares de torre central es una tecnología relativamente nueva que aún no ha sido implementada en ninguna central, por lo que no existen datos reales relativos a la diferencia de costes de inversión económicos con un receptor equivalente con tubos simples. En primer lugar, es evidente que los costes relativos al diseño deberían ser superiores en el caso del tubo bayoneta, dado que no hay datos experimentales de su funcionamiento. Por otra parte, los



costes asociados al material empleado en los tubos también deberían ser en principio superiores, puesto que la cantidad de material empleado en los tubos bayoneta es superior debido al, en general, mayor tamaño del tubo exterior que el de los tubos simples, y que hay otro tubo interior. Aun así, la menor exigencia a la que estaría sometido el tubo bayoneta respecto al tubo simple podría permitir utilizar materiales más baratos, lo cual podría nivelar la balanza de los costes de material con el tubo simple.

A pesar de esto, la mejora de la eficiencia, menor desgaste y mayor vida útil supondría una opción que hace que un receptor con tubos bayoneta tarde o temprano sea más rentable que un receptor con tubos simples.





CAPÍTULO

6. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

El presente Trabajo fin de Grado ha sido realizado desde febrero hasta principios de junio. Previamente, se escogió el tema y tuvo lugar la asignación por parte del tutor, además de una primera fase de documentación general acerca de la tecnología termosolar de concentración y las centrales SPT.

El día 4 de febrero de 2019 fue el primer día de trabajo. Con la selección de una geometría aproximada dentro de un rango donde iba a estar la elegida, se comenzó el proceso de diseño del mallado, durando hasta el 13 de febrero, cuando se obtuvo un modelo de malla bien estructurado y progresivo, que posteriormente sería validado.

A continuación, se realizó una documentación del funcionamiento de las simulaciones en ANSYS Fluent, condiciones de contorno, generales, modelos turbulentos, modelos de radiación, en definitiva, cómo poder llevar a cabo una simulación fiable en dicho software. Además, en este periodo se evaluaron las características de distintas centrales termosolares de torre central y distintos materiales usados en receptores, para poder determinar así el material de la simulación del presente proyecto y las condiciones geométricas y de flujo del receptor. Este proceso ocupó entre el 14 y el 24 de febrero. Antes de terminarlo, se comenzaron pruebas con simulaciones en ANSYS hasta lograr controlar el programa, lo cual tuvo lugar entre el 21 de febrero y el 3 de marzo.

Entre el 25 de febrero y el 11 de marzo se estableció el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor utilizado para simular el interior del tubo externo del tubo bayoneta. Proceso que tuvo cierta complicación, debido a la cantidad de parámetros y correlaciones utilizados y variados: flujo másico, número de tubos, propiedades del fluido... Este proceso está directamente relacionado con el de la determinación de la geometría del tubo bayoneta, ya que el coeficiente U depende de ello, y terminó el 25 de marzo.

Posteriormente, entre el 9 y el 27 de marzo se aprendió a utilizar el software MATLAB, y poco a poco, se fue diseñando y puliendo el código para poder pasar los datos exportados de la simulación de Fluent de coordenadas cartesianas a polares y



filtrarlos para obtener los datos necesarios para los posteriores cálculos. La validación de la malla se realizó entre el día 20 y 23 de este mes.

Después, una vez que estaba todo listo para realizar las simulaciones para el trabajo, del 28 de marzo al 9 de abril se realizaron las simulaciones correspondientes a los casos estudiados de separaciones laterales entre tubos y separaciones traseras, y se exportaron y filtraron los resultados de las temperaturas para extraer los datos útiles para los sucesivos cálculos del proyecto. Dichos cálculos de tensiones térmicas, flujo mínimo de radiación para que comience el daño y longitud crítica de grieta se llevaron a cabo entre el 10 y el 20 de abril, y se pudo elegir el caso óptimo de los estudiados.

Una vez obtenidos los resultados deseados, se dedicó del 21 al 24 de abril para decidir cómo se iba a desarrollar la escritura de la memoria y cómo iba a estar estructurada, determinando un índice de contenidos.

Por último, entre el 25 de abril y el 24 de mayo se desarrolló la escritura de la presente memoria, y después de esto hubo un proceso de correcciones llevadas a cabo con el tutor del proyecto.

| TABLA 6.1 PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO | | |
|---|-------------------------------------|----------------------------------|
| Proceso | Fecha inicio (dd/mm/2019) | Fecha fin (dd/mm/2019) |
| Diseño mallado | 04/02 | 13/02 |
| Documentación ANSYS y elegir SPT | 14/02 | 24/02 |
| Pruebas simulaciones y control ANSYS | 21/02 | 03/03 |
| Cálculo coeficiente U | 25/02 | 11/03 |
| Aprender MATLAB y diseño código | 09/03 | 27/03 |
| Determinación geometría y caso final ANSYS | 18/03 | 25/03 |
| Validación malla | 20/03 | 22/03 |
| Simulaciones distintas separaciones | 28/03 | 09/04 |
| Cálculos | 10/04 | 20/04 |
| Decisión enfoque proyecto e índice | 21/04 | 24/04 |
| Escritura memoria | 25/04 | 24/05 |
| Correcciones y cambios finales | 31/05 | 09/06 |
| Trabajo Fin de Grado | 04/02 | 09/06 |

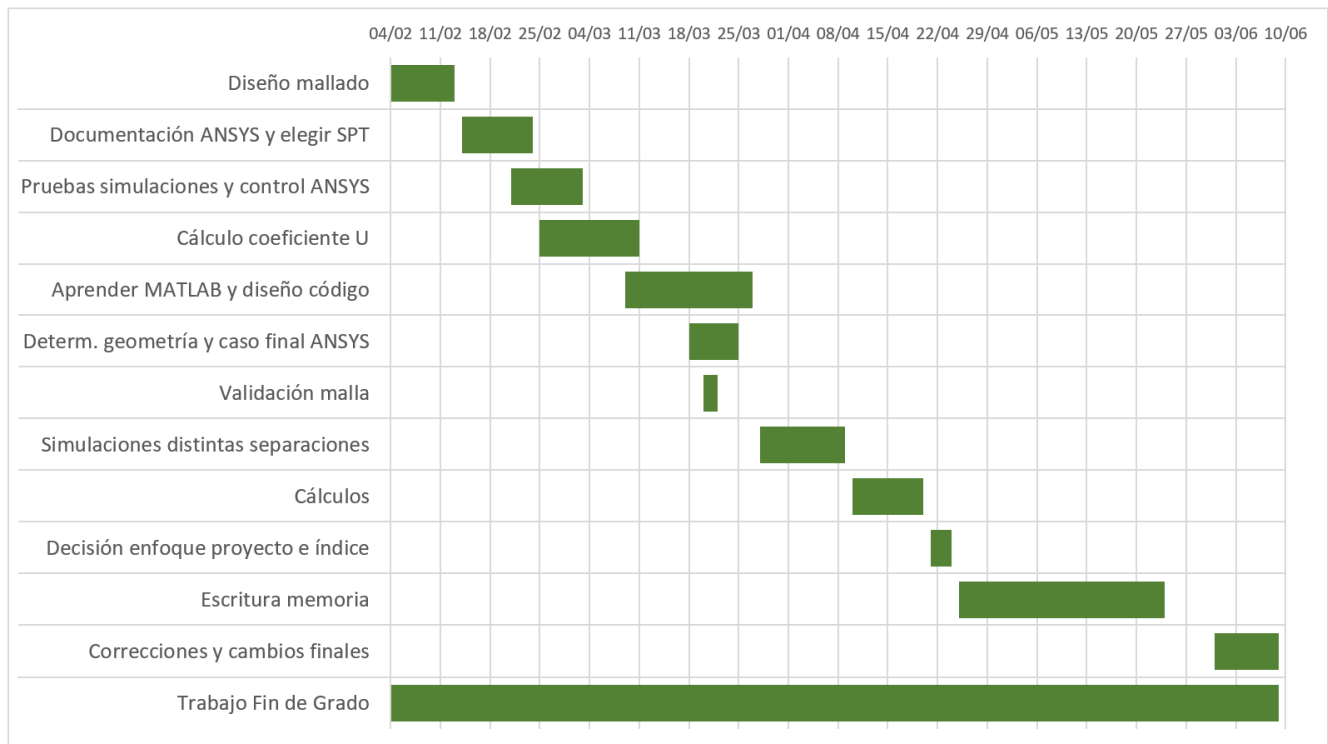


Fig. 6.1 Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto.



7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En el presente trabajo se ha podido evaluar la importancia del diseño geométrico de los tubos bayoneta del receptor de una central termosolar de torre central, con el fin de, con unas mismas condiciones, minimizar los daños producidos por las tensiones térmicas.

Se han estudiado diferentes geometrías para los tubos del receptor, variando las separaciones laterales entre tubos y la separación de éstos con la pared de alta reflectividad situada tras ellos, desde un valor de un 1% del diámetro exterior de tubo hasta un 10%. Tras las correspondientes simulaciones, se han extraído los datos de las temperaturas producidas en el tubo exterior del tubo bayoneta en cada caso y se han calculado las tensiones térmicas en dicho tubo exterior. La geometría en la que se producen menores tensiones es en la que los tubos están separados por una distancia lateral de un 1% del diámetro exterior, mientras que los casos de diferente separación con la pared trasera no presentan cambios significativos entre unos y otros. Por lo tanto, el caso óptimo de los estudiados en el que se producen menores tensiones térmicas es el que tiene separación lateral de 1% del diámetro exterior y se ha establecido para la separación trasera el valor medio de 5% del diámetro exterior.

Se han calculado las tensiones térmicas para el caso óptimo con tres flujos incidentes de radiación diferentes simulados. Los resultados para la pared exterior en la zona frontal del tubo, donde se producen las mayores tensiones, son 289,14 MPa para 0,7 MW/m², 131,11 MPa para 0,3 MW/m² y 428,41 MPa para 1,1 MW/m².

Por otra parte, también se ha calculado el flujo mínimo de radiación para que comience el daño en el tubo para diferentes temperaturas de pared entre 300°C y 800°C, variando entre 0,192 MW/m² y 0,228 MW/m², respectivamente.

Por último, en cuanto a resultados, se ha calculado la longitud crítica grieta en la que, por efecto de los ciclos de tensiones, una grieta pasa de experimentar un crecimiento estable a una propagación descontrolada hasta fractura. Se ha calculado para los tres flujos de radiación simulados, obteniéndose un resultado de 20,33 mm para 0,7 MW/m², 36,14 mm para 0,3 MW/m² y 14,27 mm para 1,1 MW/m².



Todos estos resultados han sido comparados con los expuestos en un determinado estudio que analiza un tubo simple para el receptor en condiciones similares a las utilizadas en la simulación de este trabajo, obteniéndose en todos los casos mejores resultados para el tubo bayoneta.

7.1 Trabajos futuros

Como posibles estudios futuros es interesante la posibilidad de expandir los límites de la simulación realizada en el presente proyecto, analizando los casos estudiados de diferentes separaciones laterales y traseras en un modelo tridimensional. Además, los tubos bayoneta son un diseño bastante novedoso dentro del campo de los receptores de centrales termosolares de torre central que todavía no ha sido implementado en ninguna central, y aún quedan muchos aspectos relativos a geometría de los tubos, materiales, otros fluidos caloportadores, como sodio fundido, condiciones de funcionamiento y otros parámetros que deben seguir optimizándose y siendo estudiados para validar los tubos bayoneta como alternativa y solución para las dificultades que tienen lugar en los receptores solares en la actualidad.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] «Población total,» Grupo Banco Mundial, [En línea]. Available: <https://datos.bancomundial.org/indicador/sp.pop.totl>. [Último acceso: Abril 2019].
- [2] F. J. André, L. M. de Castro y E. Cerdá, «Las energías renovables en el ámbito internacional,» Madrid, 2012.
- [3] I. Mártil, «¿Para cuando el final de los combustibles fósiles?,» Público, [En línea]. Available: <https://blogs.publico.es/econonuestra/2016/05/14/para-cuando-el-final-de-los-combustibles-fosiles/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [4] «Acuerdo de París,» Comisión Europea, 22 Abril 2016. [En línea]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_es. [Último acceso: Abril 2019].
- [5] M. Chaanaoui, S. Vaudreuil y T. Bounahmidi, «Benchmark of Concentrating Solar Power plants: historical, current and future technical and economic development,» Marruecos, 2016.
- [6] M. R. Rodríguez-Sánchez, A. Sánchez-González, C. Marugán-Cruz y D. Santana, «New designs of molten-salt tubular-receiver for solar power tower,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2014.
- [7] Historia Universal, [En línea]. Available: <https://mihistoriauniversal.com/edad-contemporanea/revolucion-industrial/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [8] «Historia del Carbón,» [En línea]. Available: http://perso.wanadoo.es/proyeccionfm/paginas/historia_carbon.htm. [Último acceso: Abril 2019].
- [9] Biblioteca Digital del ILCE, [En línea]. Available: http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen1/ciencia2/39/html/sec_7.html. [Último acceso: Abril 2019].
- [10] DePerú, [En línea]. Available: <https://www.deperu.com/abc/hidrocarburos/365/origen-e-historia-del-gas-natural>. [Último acceso: Abril 2019].

- [11] «BP Statistical Review of World Energy,» Londres, 2018.
- [12] M. Planelles, «Las emisiones mundiales de CO2 crecen y vuelven a marcar un récord,» El País, 5 Diciembre 2018. [En línea]. Available: http://uc3m.libguides.com/guias_tematicas/citas_bibliograficas/IEEE#post. [Último acceso: Abril 2019].
- [13] Fundación AQUAE, 3 Abril 2019. [En línea]. Available: <https://www.fundacionaquae.org/actualidad/las-emisiones-de-co2-aumentaron-en-2018/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [14] «Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático,» 22 Abril 2016. [En línea]. Available: <https://unfccc.int/es/news/175-estados-firman-el-acuerdo-de-paris>. [Último acceso: Abril 2019].
- [15] «¿Qué sucedería si no se alcanzaran las metas del Acuerdo de París?,» SGK Planet, [En línea]. Available: <https://sgerendask.com/es/que-sucederia-si-no-se-alcanzaran-las-metas-del-acuerdo-de-paris/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [16] El País, 17 Diciembre 2018. [En línea]. Available: https://elpais.com/elpais/2018/12/16/opinion/1544983383_040043.html. [Último acceso: Abril 2019].
- [17] REN21, «RENEWABLES 2018 GLOBAL STATUS REPORT,» París, 2018.
- [18] U.S. Energy Information Administration, 16 Mayo 2018. [En línea]. Available: https://www.eia.gov/energyexplained/?page=us_energy_home. [Último acceso: Abril 2019].
- [19] P. Mosquera, «Si la tendencia actual se mantiene, la UE no alcanzará el 20% de renovables en 2020,» Energías Renovables, 23 Diciembre 2018. [En línea]. Available: <https://www.energias-renovables.com/panorama/si-la-tendencia-actual-se-mantiene-la-20181223>. [Último acceso: Abril 2019].
- [20] Eurostat, «Estadísticas de energía renovable,» Comisión Europea, Enero 2018. [En línea]. Available: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Renewable_energy_statistics. [Último acceso: Abril 2019].



- [21] «Global renewable energy consumption over the long-run,» Our World in Data, [En línea]. Available: <https://ourworldindata.org/renewable-energy>. [Último acceso: Abril 2019].
- [22] K. Mandel, «European Renewable Energy Investment Drops to Lowest Point in Nearly a Decade,» DESMOG, 1 Junio 2016. [En línea]. Available: <https://www.desmog.co.uk/2016/06/01/european-renewable-energy-investment-drops-lowest-point-nearly-decade>. [Último acceso: Abril 2019].
- [23] K. Tweed, «What's Behind the 2013 Decline in Renewable Energy Investment?,» Green Tech Media, 15 Enero 2014. [En línea]. Available: <https://www.greentechmedia.com/articles/read/renewable-energy-investment-falls-again-in-2013#gs.abi1bs>. [Último acceso: Abril 2019].
- [24] ERENOVABLE, 26 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://erenovable.com/energias-renovables/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [25] IDAE, [En línea]. Available: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-electrico/solar-fotovoltaica>. [Último acceso: Abril 2019].
- [26] «Tipos de energía renovable: energía hidráulica,» Factor energía, 17 Agosto 2017. [En línea]. Available: <https://www.factorenergia.com/es/blog/eficiencia-energetica/energia-renovable-hidraulica/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [27] Enérgya, 5 Junio 2018. [En línea]. Available: <https://www.energyavm.es/energia-de-biomasa/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [28] Redacción Ingeoexpert, «Geotermia: qué es y cómo funciona la energía geotérmica,» Ingeoexpert, 8 Junio 2018. [En línea]. Available: <https://ingeoexpert.com/que-es-la-geotermia/?v=04c19fa1e772>. [Último acceso: Abril 2019].
- [29] «Energías del mar,» IDAE, [En línea]. Available: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-electrico/energias-del-mar>. [Último acceso: Abril 2019].
- [30] Asociación de Empresas de Energías Renovables APPA, «Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España,» Madrid, 2017.



- [31] M. Martínez, Nobbot, 27 febrero 2018. [En línea]. Available: <https://www.nobbot.com/futuro/cuanta-potencia-mundial-viene-energia-renovable/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [32] Red Eléctrica de España REE, [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico/3015/3001>. [Último acceso: Abril 2019].
- [33] F2e, [En línea]. Available: <http://www.f2e.es/es/las-energias-renovables-suponen-casi-el-39-de-la-generacion-electrica-nacional>. [Último acceso: Abril 2019].
- [34] Solar PACES, [En línea]. Available: <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-how-it-works/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [35] S. Qazi, «Standalone Photovoltaic (PV) Systems for Disaster Relief and Remote Areas,» 2017.
- [36] Solar PACES, [En línea]. Available: <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [37] G. Portela, «Concentrador cilindro parabólico,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2018.
- [38] L. Geggel, Seeker, 14 Junio 2017. [En línea]. Available: <https://www.seeker.com/earth/energy/california-utilities-brace-for-loss-of-solar-power-during-great-eclipse>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [39] E. González-Mora y M. D. Durán García, «Optimización óptica de un reflector Fresnel lineal para generación directa de vapor,» Toluca, 2018.
- [40] A. Häberle, M. Berger, S. Scherer y J. Farian, «La Tecnología CSP Fresnel. El estado de la tecnología y una visión general del mercado,» Ministerio de Energía de Chile, Santiago de Chile, 2014.
- [41] Power Magazine, 1 Abril 2010. [En línea]. Available: <https://www.powermag.com/dish-stirling-solar-plant-debuts/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [42] J. Hruska, Extreme Tech, 1 Diciembre 2014. [En línea]. Available: <https://www.extremetech.com/extreme/195003-solar-and-wind-power-are-now-fully-competitive-with-fossil-fuels-is-it-time-to-switch-over>. [Último acceso: Mayo 2019].

- [43] UOL, 7 Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://adrenaline.uol.com.br/forum/threads/curiosidades-da-engenharia-6-energia-eolica-e-solar-no-brasil-e-no-mundo-fotos.621739/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [44] D. Aidroos Baharoon, H. Abdul Rahman, W. Zaidi Wan Omar y S. Obaid Fadhl, «Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – A review,» Johor, 2014.
- [45] M. R. Rodríguez Sánchez, «On the design of solar external receivers,» Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid , Leganés, 2015.
- [46] M. J. Wagner, «Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants,» University of Wisconsin, Madison, 2008.
- [47] «Crescent Dunes Solar Energy Project,» Solar Paces, 9 Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/crescent-dunes-solar-energy-project>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [48] «Planta Solar 20,» Solar PACES, 20 Marzo 2017. [En línea]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/planta-solar-20>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [49] R. P. Siegel, ASME, Julio 2016. [En línea]. Available: <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/energy/solar-power-round-the-clock>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [50] J. J. Alonso, IMF, [En línea]. Available: <https://blogs.imf-formacion.com/blog/energias-renovables/actualidad/la-energia-solar-en-los-sistemas-de-climatizacion-centralizados/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [51] M. R. Rodríguez-Sánchez, C. Marugan-Cruz, A. Acosta-Iborra y D. Santana, «Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2014.
- [52] M. R. Rodríguez-Sánchez, A. Sánchez-González, C. Marugan-Cruz y D. Santana, «Flow patterns of external solar receivers,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2015.
- [53] R. S. Feijão Almeida de Oliveira, «Modelling a solar power tower external receiver in Engineering Equation Solver,» Técnico Lisboa, Lisboa, 2017.



- [54] B. Hoffschmidt, «Receivers for Solar Tower Systems,» DLR, Font Romeu, France, 2014.
- [55] R. Pitz-Paal, «Future Energy,» DLR, Colonia, Alemania, 2014.
- [56] «Molten Salt energy Storage,» Solar Reserve, 2018. [En línea]. Available: <https://www.solarreserve.com/en/technology/molten-salt-energy-storage/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [57] M. R. Rodríguez-Sánchez y A. Soria Verdugo, «Thermal design guidelines of solar power towers,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2014.
- [58] IRENA, [En línea]. Available: <https://www.irena.org/costs/Charts/CSP>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [59] D. Bao-Cun, H. Ya-Ling, Z. Zhang-Jing y C. Ze-Dong, «Analysis of thermal stress and fatigue fracture for the solar tower molten salt receiver,» Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, 2016.
- [60] R. Pérez-Álvarez, M. R. Rodríguez-Sánchez, A. Acosta-Iborra y D. Santana, «Effect of Eccentricity on the Hydrodynamics and Heat Transfer of Molten Salt in Bayonet Receivers for Solar Power Towers,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2018.
- [61] R. Pérez-Álvarez, A. Acosta-Iborra y D. Satana, «Comparación del comportamiento térmico del flujo de sales y sodio fundido en tubos bayoneta de receptores solares de torre central,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés.
- [62] Grupo Carman, «Mallado por elementos finitos,» Grupo Carman, 30 Octubre 2014. [En línea]. Available: <https://grupocarman.com/blog/mallado-por-elementos-finitos/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [63] ANSYS Inc, ANSYS Fluent User's Guide, Canonsburg, 2014 (v15.0).
- [64] ANSYS Inc, ANSYS Fluent Theory Guide, Canonsburg, 2013 (v15.0).
- [65] CFD - Online, 18 Junio 2011. [En línea]. Available: https://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models. [Último acceso: Mayo 2019].
- [66] N. Beley, «GEOMETRY OF TUBE RADIANT HEATERS,» Czech Technical University, Praga, 2016.



- [67] Special Metals Corporation, «INCOLOY alloy 800H & 800HT,» New Hartford, New York, 2004.
- [68] R. F. Arcentales-Arcentales, «Diseño de intercambiadores de calor utilizando el lenguaje de programación Java,» Trabajo Fin de Grado, Facultad de Ingeniería Química, Universidad de Ecuador, Quito, 2015.
- [69] A. B. Zavoico, Solar Power Tower Design Basis Document, San Francisco: Sandia National Laboratories, 2001.
- [70] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, Naucalpan de Juárez, México: Pearson, 1999.
- [71] M. P. Ntuli, J. Dirker y J. P. Meyer, «Heat transfer and pressure drop coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts,» Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, Pretoria, 2016.
- [72] SANDMEYER Steel Company, «Specification Sheet: Alloy 800H/800HT,» Philadelphia.
- [73] E. Ángel Hernández, «Dilatación térmica,» Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Hidalgo, México, 2014.
- [74] hp, «Ficha Técnica HP ENVY 795-0000ns,» hp online store, [En línea]. Available: <http://www8.hp.com/h20195/V2/GetPDF.aspx/c06080536>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [75] «Precio licencia MATLAB,» MathWorks, [En línea]. Available: <https://es.mathworks.com/pricing-licensing.html>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [76] «Precios Microsoft Office,» Microsoft, [En línea]. Available: <https://products.office.com/es-es/compare-all-microsoft-office-products?tab=1>. [Último acceso: Mayo 2019].



ANEXO

Modelo de turbulencia y función de pared

Como se comenta en la sección 3.2, para las simulaciones de este trabajo se ha utilizado el modelo de turbulencia Realizable k- ϵ , debido a que presenta mejores condiciones que el Standard k- ϵ , que es el tradicionalmente más usado. Aun así, se ha realizado una comparativa de los resultados obtenidos con cada uno de ellos, para comprobar las diferencias entre un modelo y otro, y su fiabilidad en el caso del presente trabajo. Se presentan en la tabla A.1 los resultados de la temperatura obtenidos en la simulación del caso nominal utilizando los modelos Realizable k- ϵ y Standard k- ϵ :

| TABLA A.1 RESULTADOS DE TEMPERATURAS PARA DISINTOS MODELOS TURBULENTOS | | | | | | |
|---|----------------------------|----------|----------------------------|----------|----------------|----------|
| | T _{pared,ext} (K) | | T _{pared,int} (K) | | ΔT (K) | |
| | Realizable | Standard | Realizable | Standard | Realizable | Standard |
| 0° | 1018,904 | 1019,639 | 960,558 | 961,201 | 58,346 | 58,438 |
| 90° 90° | 633,801 | 633,848 | 625,875 | 625,919 | 7,926 | 7,929 |
| 180° | 565,183 | 565,182 | 565,166 | 565,165 | 0,017 | 0,017 |

Como se puede comprobar, los resultados obtenidos son bastante similares entre ambos modelos, y el tiempo total de simulación tampoco difiere demasiado, por lo que, sabiendo de sus mejores condiciones, el modelo elegido ha sido el Realizable k- ϵ . Los modelos viscosos k- ϵ son habitualmente utilizados en las simulaciones CFD de receptores de centrales termosolares de torre central, habiendo sido validados en diversos trabajos [45] por diferentes autores. En el caso de la simulación de este proyecto se ha probado también a utilizar el modelo laminar para la simulación, y al no haber una componente hidrodinámica importante, los resultados obtenidos son de nuevo bastante similares a los de los modelos turbulentos Realizable k- ϵ y Standard k- ϵ .

Por otra parte, la función de pared elegida para las simulaciones del presente proyecto ha sido, para el modelo Realizable k- ϵ , la función Enhanced Wall Treatment. Esta función es la que presenta mejores condiciones; aun así, de nuevo se han comparado los resultados del caso nominal con los obtenidos utilizando la función Standard Wall Functions, con el mismo modelo de turbulencia.



TABLA A.2
RESULTADOS DE TEMPERATURAS PARA DISNTINTAS FUNCIONES DE PARED

| | Tpared,ext (K) | | Tpared,int (K) | | ΔT (K) | |
|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| | Enhanced Wall Treat | Standard Wall Funct | Enhanced Wall Treat | Standard Wall Funct | Enhanced Wall Treat | Standard Wall Funct |
| 0° | 1018,904 | 1018,541 | 960,558 | 960,245 | 58,346 | 58,296 |
| 90° -90° | 633,801 | 633,843 | 625,875 | 625,915 | 7,926 | 7,928 |
| 180° | 565,183 | 565,183 | 565,166 | 565,166 | 0,017 | 0,017 |

Como se puede observar, los datos en esta ocasión de nuevo son bastante parecidos entre las dos funciones de pared examinadas.

Por lo tanto, con estos resultados de temperatura para el tubo exterior en diferentes simulaciones se prueba la fiabilidad de los modelos de turbulencia y la función de pared utilizados en este proyecto.